Nr. 5. Warszawa, 1 maja 1928 r. Rok VI.

TECHNIKA CIEPLNA

Czasopismo Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie.
Oficjalny Organ Polskiego Komitetu Normalizacyjnego dla Spraw Kotłowych.

Redaktor: Inż. techn. **JAN KOMARNICKI.**
Wydawca: **Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie.**
REDAKCJA i ADMINISTRACJA: Warszawa, Chmielna 2, m. 6. Tel. 275-45.
GODZINY BIUROWE: Redakcji—piątki, od 18 do 20, Administracji—codziennie, od 9 do 15.

Prof. Dr. inż. WIESŁAW CHRZANOWSKI.

NOWOCZESNE TURBINY PAROWE.

Odczyt wygłoszony w Stow. Inżynierów i Techników w Katowicach i w Radomiu oraz w Kole Warszawskiem Stowarzyszenia Elektrotechników Polskich.

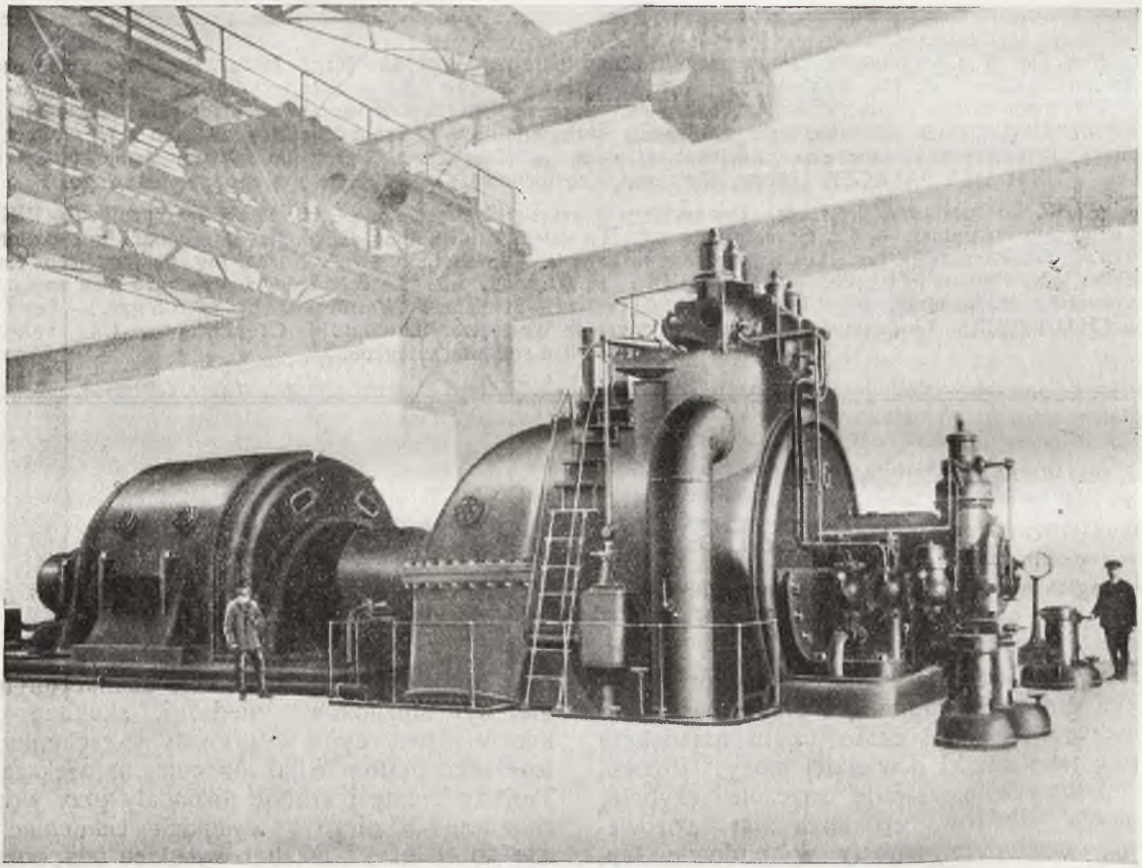
Turbiny parowe odgrywają obecnie przy wielkiej drożyźnie kapitału, a przy stosunkowo niezbyt wysokiej cenie węgla największą rolę jako silniki o wielkiej mocy. Rozwój turbin parowych postępuje znacznie szybciej niż innych silników; co kilka lat wprowadzane są zasadnicze zmiany w budowie ich, z któremi winien zapoznawać się nawet inżynier-odbiorca, aby przy zamawianiu dokonywać odpowiedniego wyboru.

Turbiny parowe o średniej i dość dużej mocy zaczęły rozpowszechniać się na kontynencie europejskim w okresie od r. 1902 do 1907, a w czasie 1908 do 1923 nastąpił szybki rozwój ich budowy w kierunku *turbin jednokadłubowych* o tak zwanej mocy krańcowej, t. j. mocy możliwie największej przy pewnej liczbie obrotów. Cechą charakterystyczną tych turbin była budowa silników możliwie krótkich, spotrzebowujących możliwie mało materjału i wymagających, z powodu małej liczby części, stosunkowo niewielkich kosztów obróbki, a odznaczających się małem zapotrzebowaniem miejsca, więc w wyniku silników tanich, choć nie posiadających zbyt wysokiej sprawności. Rozwój tego rodzaju można tłumaczyć sobie tem, że w okresie zaznaczonym węgiel był stosunkowo niedrogi, skukiem czego koszty inwestycyjne odgrywały w rachunku rentowności, podobnie jak obecnie, największą rolę. Turbiny proste i krótkie posiadały przy wówczas stosowanych niezbyt wysokich ciśnieniach (10 *atn* do 16 *atn*) i niezbyt wysokich temperaturach (250^0 do 350^0 C) jeszcze jedną wielką, może największą zaletę, t. j. odznaczały się dość dużą *niezawodnością biegu*, która jest najważniejszym warunkiem powodzenia pewnego silnika. Jako przykład turbiny o t. zw. mocy krańcowej mogą służyć silniki, budowane przez Tow. A. E. G. w Berlinie o mocy 50.000 kW w jednym kadłubie przy liczbie obrotów $n = 1000$ na minutę (rys. 1), ustawione w Centrali Nadreńsko—Westfalskiej, z których ostatnia była w montażu fabrycznym w styczniu r. 1925. Turbina ta składa się z koła Curtis'a i z 9 kół akcyjnych posiadających średnie średnice wirników 3400 do 3800 *mm*; budowę jej cechowała więc mała liczba wirników o dużych średnicach.

Bezpośredni okres po wojnie europejskiej, w którym panowała nietylko nadmierna drożyzna paliwa, lecz także i brak węgla, nakazał szukać

nowych dróg w budowie turbin parowych. W tym czasie rozwój ich dokonywał się prawie wyłącznie z punktu widzenia cieplnego, *często bez należytego uwzględnienia kosztów budowy instalacji.*

Pod wpływem wyniku badań Związku angielskich inżynierów mechaników, ogłoszonych w marcu 1923 r., oraz zasad, propagowanych przez Pierwszą Brneńską Fabrykę, powstała budowa turbin, pracujących zwłaszcza w części wysokoprężnej z małemi prędkościami pary, co zmuszało do ułożenia wielkiej liczby wirników, nawet przy ciśnieniu dolotowem około 12 *atn*, co przy małej prędkości pary prowadziło do uzyskania małych średnic wirników, korzystnych ze względu na niezawodność biegu turbiny;—dalej straty spowodowane nieszczelnościami międzystopniowemi zmniejszono przez używanie dobrych uszczelnień, których zadanie było ułatwione przez mały spadek ciśnienia w poszczególnych stopniach ciśnienia, a w końcu usunięto w znacznej mierze straty, spowodowane uchodzeniem pary poza łopatkami. W tym ostatnim względzie chwycono się nawet takich środków, *które nie są dopuszczalne* ze względu na naruszenie podstawowej zasady budowy silnika, t. j.



Rys. 1.

w dwóch kadłubach; koszty budowy silnika wzrastały przez to niepomiernie. W okresie tym panującym od r. 1922 do końca r. 1925, a w niektórych wytwórniach nawet do końca r. 1926, zwrócono szczególną uwagę na polepszenie sprawności części wysokoprężnej silnika. Wobec tego zaniechano stosowania koła Curtis'a w części wysokoprężnej turbin kombinowanych jako elementu pracującego nieekonomicznie. Równocześnie zwrócono szczególną uwagę na zmniejszenie wszelkich strat wewnętrznych turbiny. Straty hydrauliczne zmniejszono przez nadanie łopatkom odpowiednich kształtów, opory wentylacyjne przez stosowanie zasilania na całym obwodzie, niezawodności ruchu, a mam tutaj na myśli używanie niedopuszczalnie małych szczelin pomiędzy częściami wirującemi i nieruchomemi.

Turbiny dwukadłubowe, budowane w tym okresie dla ciśnień poniżej około 18 *atn*, a trzy i czterokadłubowe, budowane dla wyższych ciśnień, nie mogły utrzymać się na rynku zbytu jako silniki o mniejszej i średniej mocy, bo znacznie wyższej ich ceny nie mogło wyrównać zaoszczędzenie pary. Sprawność turbiny kondensacyjnej wzrasta bowiem bardzo nieznanie przy polepszeniu sprawności jej części wysokoprężnej nawet o dość duży procent; n. p. jeśli turbina kondensacyjna, pracująca z ciśnie-

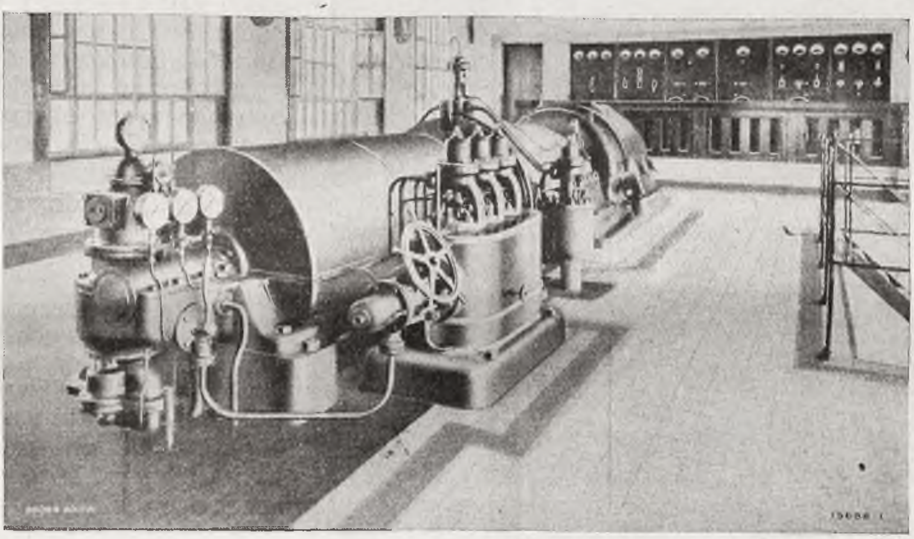
Do zeszytu 5-ego TECHNIKI CIEPLNEJ z dn. 1 maja 1928 roku.

W artykule prof. dr. inż. *Wiesława Chrzanowskiego*, p. t. „Nowoczesne turbiny parowe", str. 72 do 81, należy uzupełnić podpisy pod rysunkami, a mianowicie:

Rys. 1 (na str. 72) Turbogenerator Powszechnego Towarzystwa Elektrycznego, A. E. G., 50000 k*W*.
Rys. 2 (na str. 73) Turbina Brown-Boveri, 1600 k*W*, 32 *atn*, 400° C.
Rys. 3 (na str. 74) Turbina Pierwszej Brneńskiej Fabryki, 1000 k*W*, p_1=32 *atn*, 400° C, p_2=9 *atn*.
Rys. 4 (na str. 75) Turbina Pierwszej Brneńskiej Fabryki, 18000 k*W*, 100 *atn*, 500° C.
Rys. 5 (na str. 76) Koło Curtis'a o kształcie *U*.
Rys. 11 (na str. 78) Turbina przeciwprężna Pierwszej Brneńskiej Fabryki.
Rys. 13 (na str. 79) Dławnica Pierwszej Brneńskiej Fabryki.

niom dolotowem 16 *atn* i z temperaturą 350° C, posiada sprawność 77% przy sprawności części wysokoprężnej 62% i opanowaniu przez nią 42,6% adjabatycznego spadku cieplika, to przy podniesieniu sprawności części wysokoprężnej do 74%, sprawność jej wzrośnie o 19,3%, lecz sprawność całej turbiny wzrośnie tylko do η_i = 81,3%, czyli o 4,3%.

Pomimo, że okres budowy turbin o przesadnie dużej liczbie wirników, mającej jedynie na względzie możliwie najmniejsze zużycie pary, trwał tylko tak krótko, wpłynął on jednak bardzo owocnie na dalszy rozwój turbin parowych. Przyczynił się bowiem do umożliwienia stosowania wysokich ciśnień i wysokich temperatur, do wskazania dróg, prowadzących do zmniejszenia strat wewnętrznych w turbinie, oraz do dobitnego udowodnienia, że sprawność turbin kondensacyjnych można polepszyć przedewszystkiem przez polepszenie sprawności części niskoprężnej.



Rys. 2.

W chwili obecnej konstruktorzy nowoczesnych turbin parowych zwracają ze względu na możność konkurencji *dużą uwagę na zmniejszenie kosztów budowy silnika i starają się osiągnąć jednocześnie możliwie największą niezawodność biegu i ekonomiczną pracę silnika.*

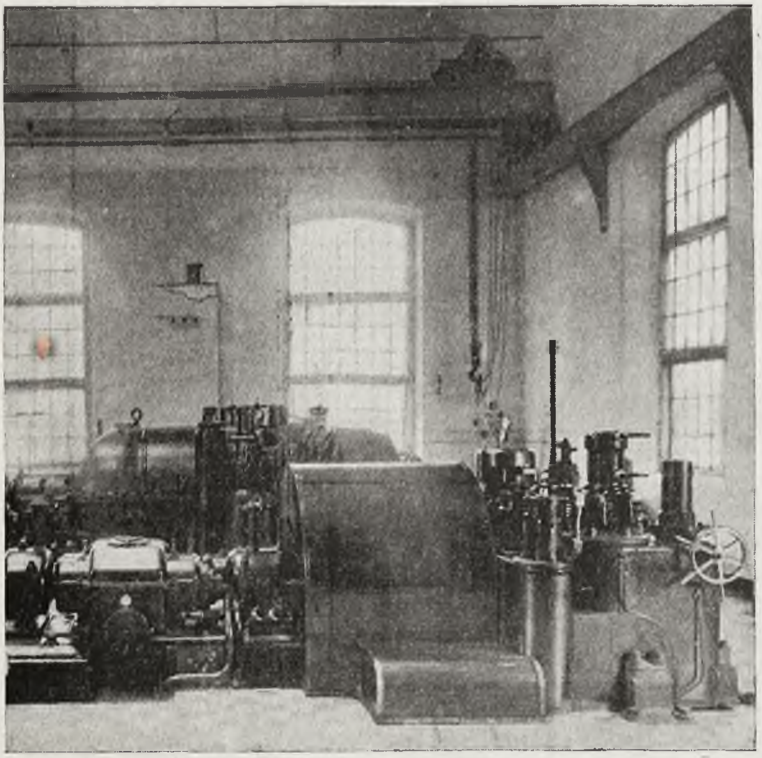
1. Niezawodność biegu.

Kardynalnym warunkiem powodzenia silnika jest jego bezwzględna *niezawodność biegu.* Z tej przyczyny większość konstruktorów stara się stosować niezbyt wysokie prędkości obwodowe, czyli dąży do wykonywania wirników o niezbyt wielkich średnicach, aby uniknąć bardzo wysokich naprężeń w częściach wirujących, i aby nie być zmuszonym do stosowania dla wirników nawet przy średniej mocy turbiny materjałów najwyższej jakości, t. zw. materjałów uszlachetnionych. Ostatnie dają bowiem bardzo dobre wyniki wytrzymałościowe na maszynach probierczych, lecz wykonane z nich duże części maszynowe zawodzą jeszcze czasami z powodu braku dostatecznej jednolitości materjału w dużym bloku. Używanie wirników o niezbyt wielkiej średnicy jest także korzystne ze względu na niebezpieczeństwo drgań i odkształcania się tarcz wirnikowych o większych średnicach.

Niezawodność biegu jest też tym czynnikiem, który przy obecnym stanie wyrobu materjałów określa dla turbin osiowych powyżej jakiej mocy, powyżej jakiego ciśnienia i jakiej temperatury należy budować turbiny kilkokadłubowe. W tym względzie jest dość ustalone zapatrywanie, że jednokadłubowe osiowe turbiny kondensacyjne, posiadające ze względu na uzyskanie dobrej sprawności dostatecznie dużą liczbę wirników, należy budować tylko o mocy aż do *najwyżej* 12.000 *kW* (*n* = 3.000 *obr./min.*) przy ciśnieniu dolotowem 18 do 22 *atn* i temperaturze nie wyższej od 350° C. Jedynie jednokadłubowe osiowe turbiny kondensacyjne o małej mocy, poniżej około 2.000 *kW*, mogłyby przy zaznaczonem ciśnieniu pracować niezawodnie przy 375° C, natomiast moc ich mogłaby dochodzić do 15.000 *kW* przy ciśnieniu dolotowem poniżej 18 *atn*, przyczem pożądany byłby dwukierunkowy przepływ pary, celem uzyskania mniejszych średnic wirników i większej sztywności całego układu wirującego.

Przy dużej mocy i wysokiem ciśnieniu dolotowem (n. p. 30.000 *kW*, *n* = 1.500 *obr./min.*, 32 *atn* i 400° C) dzieli się turbinę nawet czasem na trzy kadłuby z jednym generatorem elektrycznym (układ posobny), a przy jeszcze większej mocy, n. p. 80.000 *kW* przy *n* = 1.500 *obr./min.* na cztery kadłuby; — w ostatnim wypadku cylinder wysoko — i średnioprężny napędzają jeden, a dwa cylindry niskoprężne drugi generator elektryczny (układ sprzężony). Celem takiego podziału jest przedewszystkiem uzyskanie więk-

szej niezawodności biegu, bo masy cylindrów i sztywnych wałów zostają zmniejszone, a wysokie i niskie temperatury zostają rozdzielone na kilka oddzielnych kadłubów. Oczywiście dla mniejszej mocy, t. j. przy mniejszych wymiarach silnika można nawet przy wyższych ciśnieniach budować dwukadłubowe turbiny, n. p. Brown-Boveri buduje dla mocy 7.000 *kW* i ciśnienia dolotowego 100 *ata* i 430° C jeden cylinder wysokoprężny, w którym para rozpręża się do 19,5 *ata*, a z tem ciśnieniem dopływa do cylindra niskoprężnego, w którym rozpręża się do ciśnienia panującego w kondensatorze. Ze względu na zmniejszenie kosztów instalacji silnikowej *stosuje się obecnie zasadniczo tylko tak dużą liczbę kadłubów turbiny*, jakiej wymaga niezawodność biegu silnika, bo im większa jest liczba kadłubów, tem większe są koszty budowy turbiny, fundamentów i budynków.



Rys. 3.

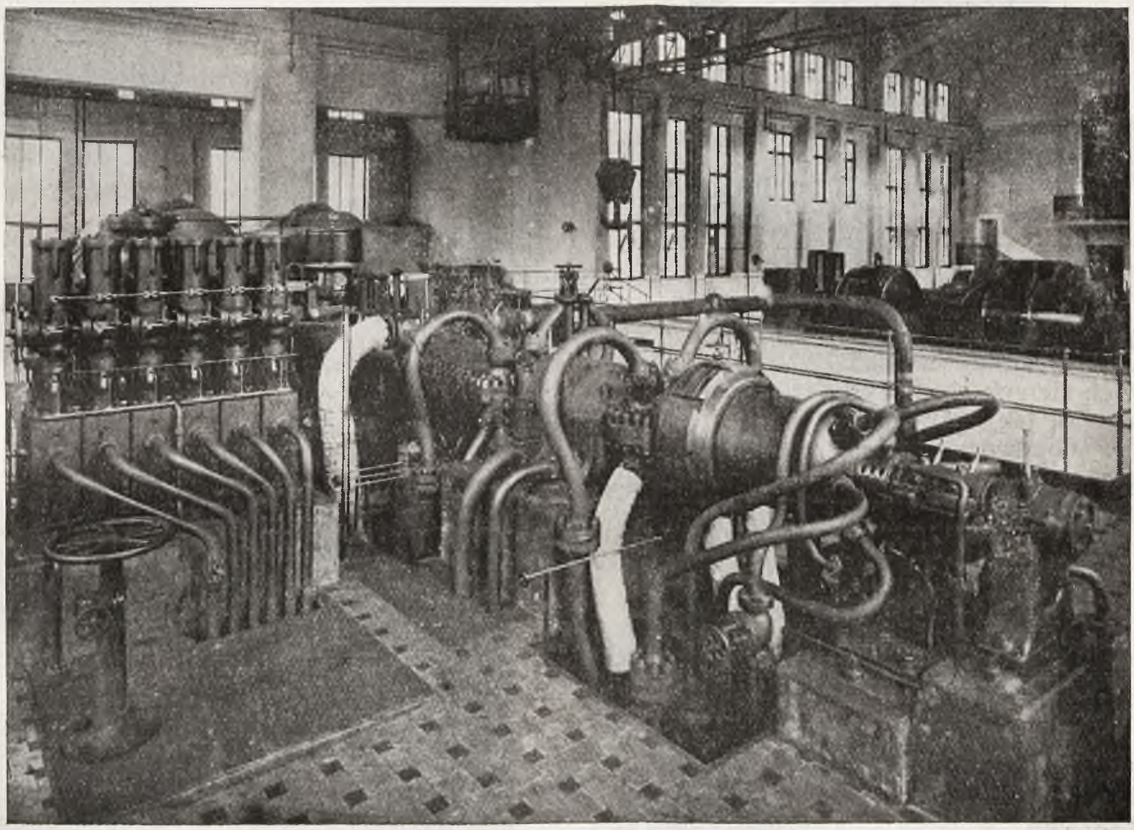
Również ze względu na podniesienie niezawodności biegu układa się w turbinach wysokoprężnych zawory regulacyjne obok kadłuba turbiny (rys. 2, 3 i 4), aby otrzymać możliwie prosty kształt kadłuba, oraz powrócono do koła Curtis'a jako pierwszego wirnika, względnie stosuje się ulepszone koło Curtis'a o kształcie litery *U* (rys. 5). To ostatnie różni się od normalnego koła Curtis'a tem, że para pracuje w niem z małym stopniem reakcyjności (około 5%) i że kierownica między dwoma wieńcami wirnikowemi posiada uszczelnienie przy piaście, aby zapobiedz stratom pary rozprężającej się choć nieznacznie w wieńcu kierowniczym; — koło *U* posiada trochę lepszą sprawność od koła Curtis'a, a spełnić może to samo zadanie.

Gorsza sprawność koła Curtis'a względnie koła *U* od sprawności większej liczby kół akcyjnych, opanowujących ten sam spadek ciśnienia, wpływa nieznacznie na pogorszenie ogólnej sprawności turbiny kondensacyjnej, a posiada ono bardzo cenne zalety. Wymienić możnaby następujące: do kadłuba turbiny dopływa para o niższem ciśnieniu i niższej temperaturze, przez dość duże rozprężanie pary (choćby tylko do ciśnienia krytycznego) w kole Curtis'a otrzymuje się w turbinach pracujących nawet z ciśnieniem dolotowem 20 do 25 *atn*, o ile moc ich jest większa od 1.000 *kW*, tak dużą objętość pary, która dozwala na zasilanie na całym obwodzie następnych wirników przy otrzymaniu dostatecznie długich łopatek, przynajmniej w turbinach akcyjnych, a przy mocy powyżej około 5.000 *kW* nawet w turbinach reakcyjnych; w końcu turbina z kołem Curtis'a (lub kołem *U*) jako częścią wysokoprężną pracuje ekonomicznie przy zmiennem obciążeniu. Pierwsza i druga zaleta koła Curtis'a wpływa korzystnie pod względem niezawodności ruchu, druga i trzecia pod względem polepszenia sprawności turbiny.

Pozostaje jeszcze do rozważenia w turbinach osiowych *sprawa systemu akcyjnego*, w którym para rozpręża się tylko w łopatkach kierowniczych, i *reakcyjnego*, w którym para rozpręża tak w łopatkach kierowniczych jak i wirnikowych. Z góry zaznaczam, że tak jeden jak i drugi system ma swoją rację bytu, lecz w odpowiedniem miejscu zastosowany. *System reakcyjny* odznacza się większą sztywnością części wirujących, zwłaszcza przy zastosowaniu bębna może opanować przy mniejszej długości łopatek niż w systemie akcyjnym większe objętości pary, posiada przy dostatecznie długich łopatkach nie gorszą niezawodność ruchu, a natomiast lepszą sprawność, w końcu przy tej samej sumie średnich prędkości obwodowych wirników *jest tańszy w wykonaniu*, więc ułatwia walkę konkurencyjną. Ponieważ system reakcyjny wymaga zasilania na całym obwodzie wirników, przeto przy zastosowaniu reakcyjnego pierwszego stopnia ciśnienia turbiny trzeba użyć regulacji jakościowej, t. j. przez dławienie pary dolotowej. Z powyższego wynika, że system wyłącznie reakcyjny można stosować z powodzeniem w turbinach o bardzo dużej mocy, która podlega ze względu na dobre wyzyskanie silnika nieznacznym wahaniom i skutkiem tego dozwala zastosować regulację jakościową, nawet przy bardzo wysokich ciśnieniach dolotowych (n. p.

fabryka Parsons'a buduje turbiny reakcyjne o mocy 50.000 *kW* przy 50 *atn* i 400^0 C. W wysokoprężnej cześci otrzymuje się bowiem tutaj łopatki o takiej długości, która pozwala bez uszczerbku sprawności turbiny na zastosowanie dostatecznie dużych szczelin pomiędzy łopatkami wirnikowemi i kadłubem.

Jeśli natomiast moc turbiny jest mniejsza, a ciśnienie pary dolotowej dość wysokie, to należy w części wysokoprężnej zastosować koło Curtis'a względnie koło *U*, a gdyby to nie wystarczyło, za niem jeszcze kilka kół akcyjnych, dopóki nie otrzyma się łopatek reakcyjnych o dostatecznej długości;—osobiście polecałbym niej i dużej mocy stosuje się wyłącznie *wały sztywne*, które jedynie zapewniają spokojny bieg maszyny. Grzebieniaste łoża sztorcowe zastąpiono łożami klockowemi, które mogą podejmować bardzo duże naciski. Skutkiem tego usuwają one w wielu wypadkach konieczność stosowania tłoków odciążających w turbinach reakcyjnych, a w turbinach akcyjnych usuwają obawę zatarcia się czopa sztorcowego przy większej nieszczelności uszczelnienia międzystopniowego w kierownicach, która zwykle następuje po dłuższym szym okresie pracy. Nowoczesne sztorcowe łożyska klockowe, które powodują znacznie mniejsze straty niż łożyska grzebieniaste, są tak zbu-



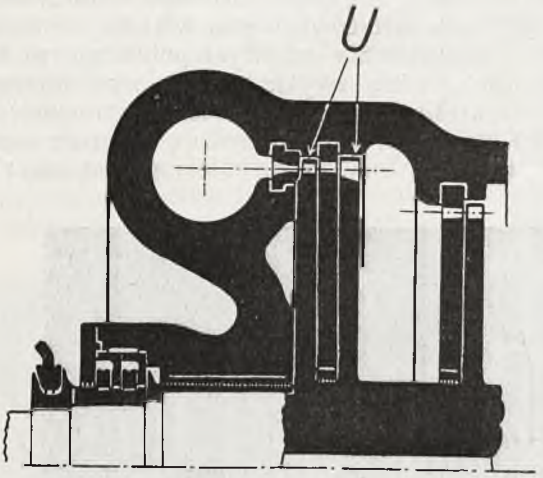
Rys. 4.

łopatki takie o długości nie mniejszej od 40 *mm*, jeśli temperatura pary jest wyższą od 270^0 C. Wynika z tego, że w turbinach osiowych, z wyjątkiem silników o bardzo wielkiej mocy, *system akcyjny*, w którym większe promieniowe szczeliny łopatkowe są dopuszczalne bez ujemnego wpływu na sprawność turbiny, *jest ze względu na niezawodność biegu silnika wskazany w części wysokoprężnej*, natomiast *system reakcyjny z powodu zalet poprzednio wspomnianych w części niskoprężnej*, a przy przepływie większej ilości pary nawet już w części średnioprężnej.

W turbinach osiowych wprowadzono też szereg ulepszeń konstrukcyjnych, które zwiększają niezawodność ich biegu. W silnikach o średdowane, aby nieprzerwana taśma smaru znajdowała się pomiędzy powierzchniami ślizgającemi się po sobie. Celem uzyskania tego powierzchnia oporowa powinna być trochę pochylona względem biegnącego obrzeża wału. Z tej przyczyny powierzchnia oporowa jest podzielona na kilka segmentów, które ustawiają się skośnie przy ruchu obrzeża wału, przez co powstają, z powodu pochylenia się segmentów, kliny pomiędzy powierzchniami pracującemi, w które to kliny wciska się smar.

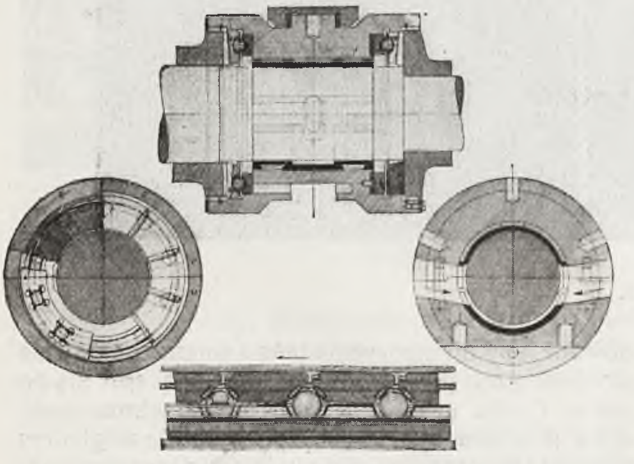
Firma Brown—Boveri wykonywa łożyska sztorcowe tego rodzaju łącznie z łożyskami głównemi (rys. 6) lub też umieszcza je oddzielnie obok łożysk głównych (rys. 7). Na rys. 6 wi-

doczne jest pochyłe nastawienie się segmentów bronzowych ze wstawkami ze stali hartowanej. Celem osiągnięcia równomiernego obciążenia wszystkich segmentów, spoczywają one na hartowanych kulkach stalowych, które opierają się na wspomnianych wstawkach z jednej strony, a na hartowanym, w łożu ułożonym pierścieniu



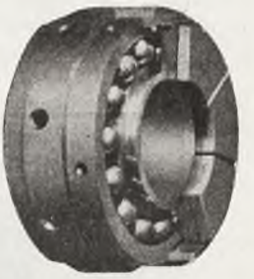
Rys. 5.

stalowym z drugiej strony. W ten sposób osiąga się łatwe dostosowanie się powierzchni klocków we wszystkich kierunkach. Łożyska sztorcowe Brown-Boveri'ego są tak wykonane, że mogą opanować nacisk w obydwóch kierunkach. Firma Skoda w Pilznie uzyskuje wspomnianą taśmę smaru w łożu sztorcowem przez zastosowanie sprężynujących klocków, wykonanych z jednego kawała



Rys. 6.

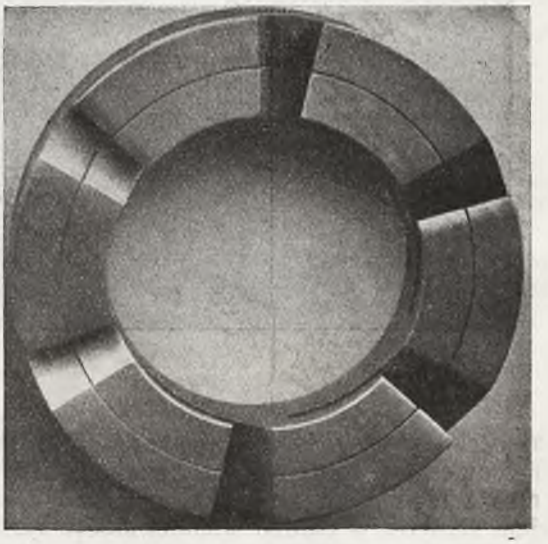
(rys. 8). Na tej samej zasadzie zbudowane jest sztorcowe łoże klockowe przez Tow. A. E. G. w Berlinie (rys. 9). Łoże to podejmuje nacisk, działający w kierunku strzałki *S*, a posiada po lewej stronie nasadzonego na wał obrzeża łoże pomocnicze ze stałemi powierzchniami, które mogą podejmować mniejsze naciski, działające w kierunku przeciwnym. Po prawej stronie obrzeża znajduje się 12 klocków, które mogą pochylać się na promieniowych krawędziach *K*. Klocki te spoczywają na dwudzielnych pierścieniach, posiadających grzbiet kulisty, którym przylegają do dwudzielnych żeliwnych podstaw. *D* oznacza kierunek obrotu, *L*—klocek, *O*—smar. Nowsze wykonanie tego łoża sztorcowego widoczne jest na dolnej części rys. 9. Kulistą podstawę, która jest potrzebna ze względu na pochyłe położenie wału z powodu jego uginania się, zastąpiono tutaj elastyczną płytą stalową, do której są przynitowane małe, względem siebie przesunięte klocki. Płyta ta może więc uginać się falisto i wyrównywać małe niedokładności.



Rys. 7.

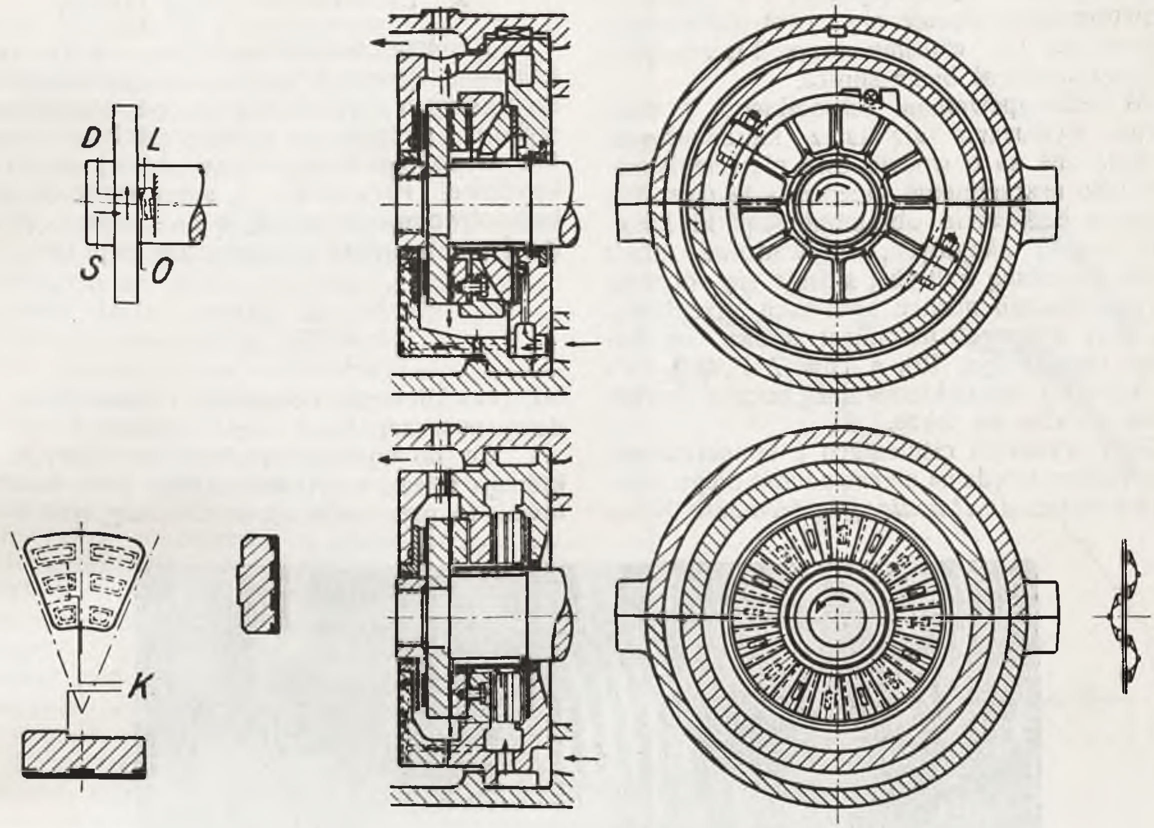
Zasadę podzielenia powierzchni panwi na kilka nastawnych klocków oporowych zastosowało Tow. A. E. G. także do łożysk głównych. Łoże takie widzimy na rys. 10, w którym oznacza: *c*—sześć klocków, mogących się pochylać, *b* — części ustalające, *a* i *d* górny i dolny pierścień łoża, *Ab* — rozwinięcie powierzchni dolnych klocków. Smar dopływa przy *e* i dostaje się przez *a*, *d* i *c* do czopa, jak to wskazują strzałki. Łoże powyższej budowy jest bardzo krótkie i odznacza się małemi stratami tarcia.

Szczególną uwagę zwraca się obecnie przy

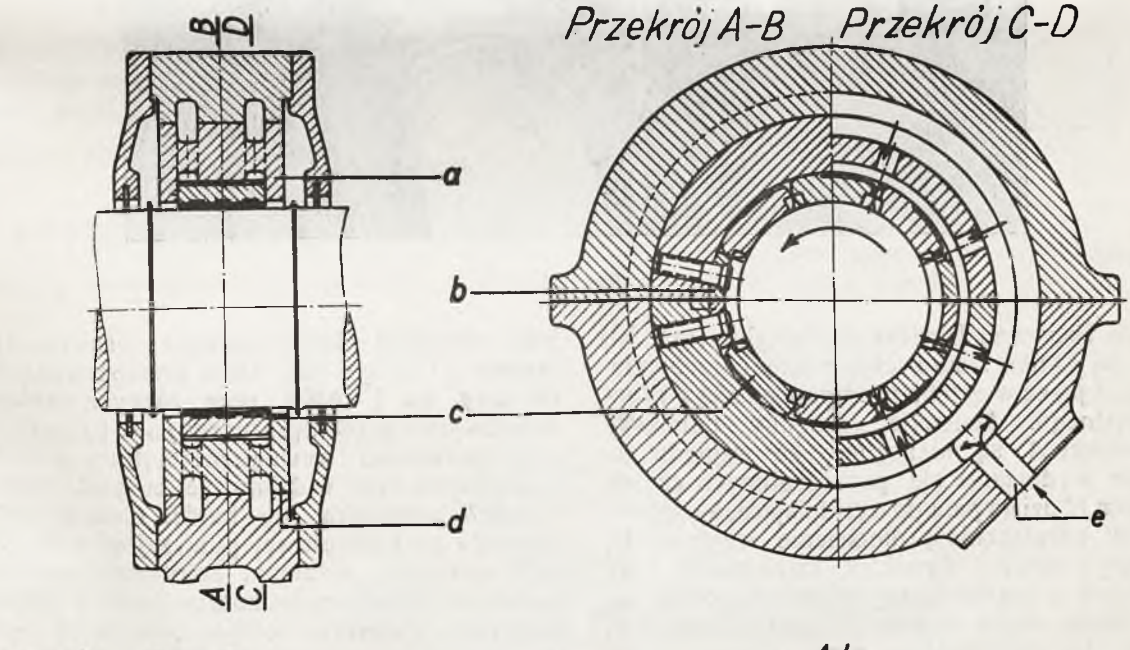


Rys. 8.

stosowaniu wysokich temperatur na prawidłowy układ kadłuba turbiny, a celem zachowania jego na dostateczną elastyczność rurociągów. O ile ostatniej nie można uzyskać, jak n. p. na rys. 4 przez odpowiednio wygięte cienkie rury, to używa się falistych wstawek w rurociągi pomiędzy odwadniaczem a turbiną, względnie pomiędzy dwoma kadłubami turbiny. Kondensator spo-



Rys. 9.



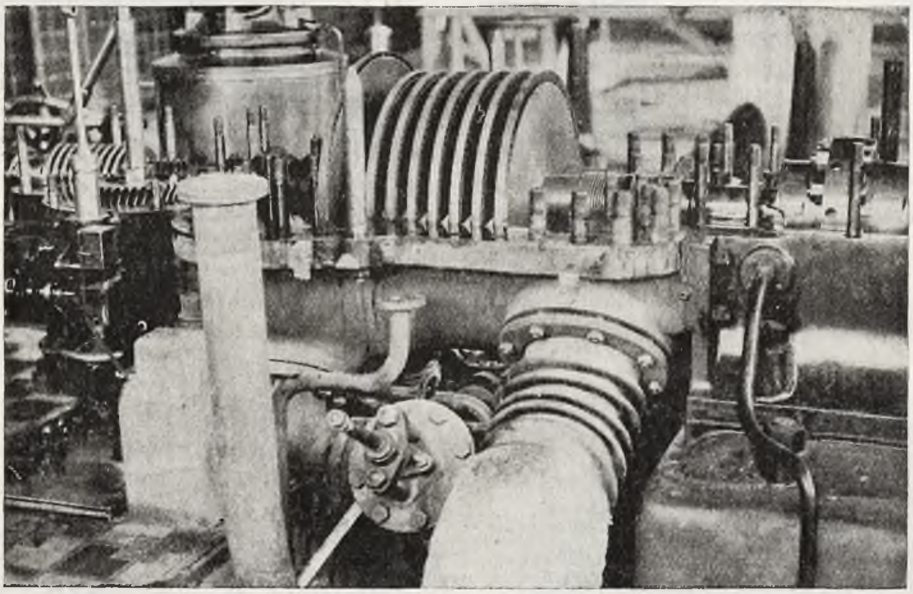
Rys. 10.

czywa przeważnie na sprężynach, a w turbinach przeciwprężnych stosuje się nawet falistą rurę wylotową, jak to widzimy na rys. 11, aby podnieść niezawodność biegu silnika.

W celu zapewnienia swobodnego promieniowego wydłużania się tarcz kierowniczych, otrzymują one na obwodzie dwa pierścienie mosiężne jako uszczelnienie grzebieniaste (rys. 12). Kosztowne całkowicie obrobione łopatki kierownicze turbin akcyjnych, wprowadzone przez Pierwszą Brneńską Fabrykę, stosuje się obecnie tylko przy bardzo niskich kanałkach przepływowych, przy wyższych natomiast zalewa się frezowane łopatki (rys. 12), a Tow. A. E. G. spawa takie łopatki z tarczą kierowniczą; boczne ścianki kanałów obrabia się także.

Przy wysokich ciśnieniach i temperaturach stosuje się ze względu na niezawodność biegu silnika prawie wyłącznie *dławnice grzebieniaste*. Nowa dławnica Pierwszej Brneńskiej Fabryki (rys. 13) składa się z kilku stalowych pierścieni grzebieniastych *A*, a przeciw grzebienie wykonane są z bronzu specjalnego. Maleńkie szczeliny pomiędzy pierścieniami *A* są niezbędne, ze względu na nierówne wydłużanie się poszczególnych części. W miejscu *C* działa para doszczelniająca, a uszczelnienie jej uskuteczniają pierścienie węglowe *D*.

Przy bardzo wysokich ciśnieniach oraz w turbinach o bardzo dużej mocy rozpowszechnia się coraz więcej dławnica grzebieniasta podług rys. 14, wprowadzona przez General Electric Co. Grzebienie nie wchodzą jedne w drugie, wobec czego osiowe wydłużanie się nie jest utrudnione. Wielka liczba grzebieni, umieszczonych na kilku pierścieniach o różnych średnicach, zapewnia dobrą szczelność dławnicy, a budowa ich przypomina konstrukcje stosowane w parowej turbinie promieniowej Ljungstroema.



Rys. 11

2. Ekonomiczna praca turbiny.

Ekonomiczna praca turbiny zależy oprócz najstaranniejszego wykonania warsztatowego poszczególnych części i całości, od prawidłowego wyboru i podziału na stopnie ciśnień i temperatur, od dobrze dobranej, tak zwanej liczby jakościowej Parsons'a, t. j. sumy średnich prędkości obwodowych wirników do kwadratu, podzielonej przez spadek adjabatyczny cieplika

$$\frac{\sum (u^2)}{i_1 - i_2},$$

od prawidłowego obliczenia i prawidłowej budowy poszczególnych części silnika.

Co do wyboru ciśnienia dolotowego, od którego zależy w wielkiej mierze rentowność siłowni, to przy turbinach kondensacyjnych nie należy stosować zbyt wysokiego ciśnienia (patrz krzywe I i II, rys 16), które przedstawiają zużycie pary na 1 *kWh* przy różnych cisnieniach dolotowych i przeciwprężności $p_o = 0{,}05$ *ata* oraz przy sprawności wewnętrznej turbiny $\eta_i = 0{,}75$. Z krzywych tych widzimy, że zużycie pary na 1 *kWh* zmniejsza się bardzo nieznacznie przy ciśnieniu pary dolotowej powyżej 40 *ata*. Przy zbyt wysokiem ciśnieniu dolotowem wzrastają natomiast niepomiernie koszty budowy instalacji silnikowej, zwłaszcza kotłów, rurociągów i armatur. Naogół w turbinach kondensacyjnych ciśnienie dolotowe 32 *atn* i 400° C (ciśnienie w kotle 36 *atn*) opłaca się jedynie przy mocy silnika popowyżej 30000 *kW*, przy mniejszej mocy natomiast wskazane jest stosowanie znacznie niższych ciśnień, n. p. przy 7000 do 10000 *kW* około 23 do 25 *atn*. Natomiast podwyższenie temperatury pary dolotowej przynosi znacznie

większe korzyści od podwyższenia ciśnienia, jak to wynika z porównania krzywej I z krzywą II, a podwyższenie temperatury nie powoduje prawie żadnych kosztów dodatkowych. Z tej przyczyny staramy się obecnie stosować przy ciśnieniu dolotowem ponad 18 *atn* temperaturę pary dolotowej 400°C.

W niektórych wypadkach, w których istniejące turbiny pracują z ciśnieniem dolotowem nie nie wyższem od około 20 *atn*, a są jeszcze w dobrym stanie, rentuje się ze względu na małe koszty inwestycyjne *ustawienie turbin czołowych*, pracujących ze znacznie wyższem ciśnieniem dolotowem, a których para wylotowa zasila stare turbiny.

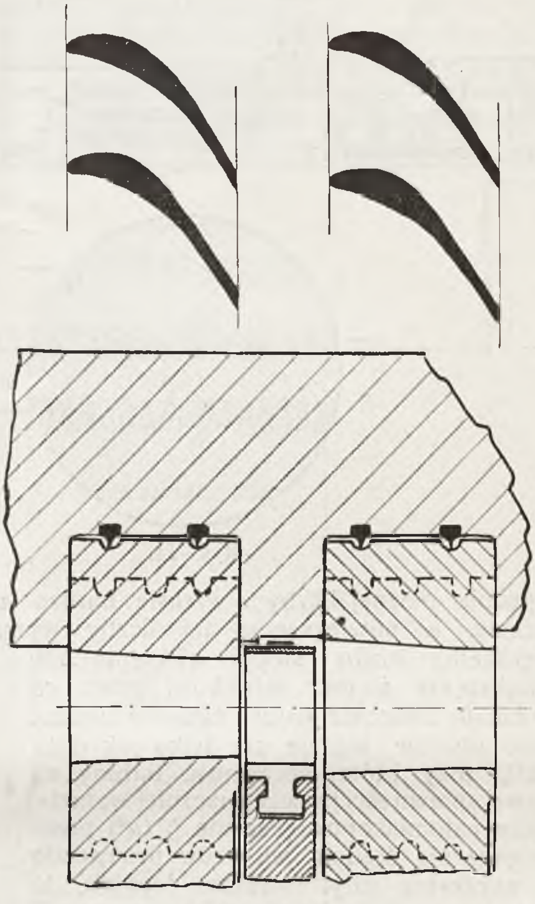
W turbinach przeciwprężnych (rys. 16, krzywe III i IV wykreślone dla sprawności wewnętrznej $\eta_i = 0{,}75$ i przeciwprężności 7 *ata*) i w turbinach pracujących z pobieraniem pary o dość dużej ilości i dość dużem ciśnieniu stosowanie wyższych ciśnień dolotowych przynosi znacznie większe korzyści niż w turbinach kondensacyjnych. Z tej przyczyny już w turbinach o mocy nawet średniej około 2000 *kW* rentuje się w naszych warunkach przy ciśnieniu odbioru pary 7 do 8 *atn* ciśnienie dolotowe 32 *atn*.

Powyższe dane dotyczyły całości instalacji silnikowej, natomiast wielkość liczby Parsons'a wpływa na sprawność turbiny. W celu uzyskania pewnej analogji do sprawności jednego stopnia turbiny, która zależy od stosunku

$$\frac{u}{c_o} = \frac{u}{91{,}5\sqrt{i_i - i_2}}$$

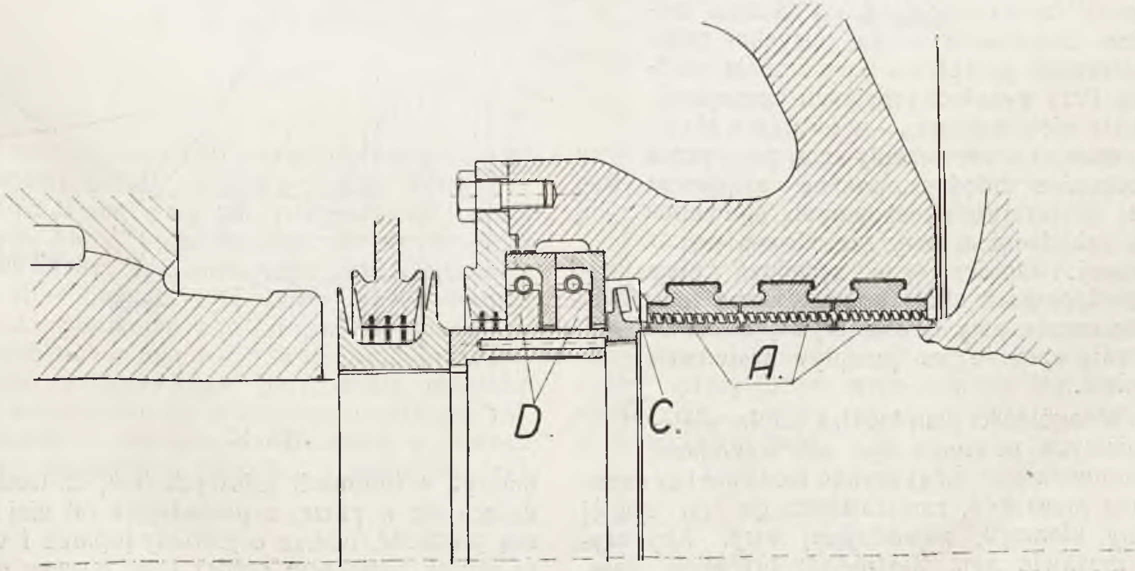
(t. j. prędkość obwodowa wirnika podzielona przez prędkość pary), a posiada największą wartość w turbinie akcyjnej $\frac{u}{c_o} = 0{,}44$ do $0{,}5$ i w turbinie półreakcyjnej przy $\frac{u}{c_o} = 0{,}58$ do $0{,}72$, możemy w wielostopniowych turbinach zastąpić liczbę Parsons'a specyficzną prędkością obwodową, wyrażoną wzorem:

$$\nu = \frac{u}{C} = \frac{\sqrt{\Sigma(u^2)}}{91{,}5\sqrt{i_1 - i_2}}$$



Rys. 12.

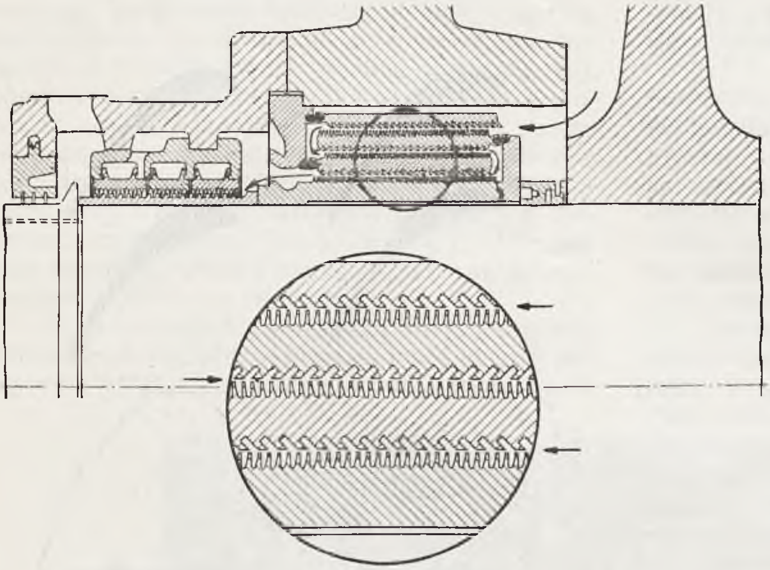
We wzorze tym oznacza:
$\Sigma(u^2)$ = suma kwadratów średnich prędkości obwodowych wszystkich wirników,



Rys. 13.

$i_1 - i_2 =$ spadek adjabatyczny cieplika w całej turbinie.

Ponieważ sprawność wielostopniowej turbiny przy przekroczeniu pewnej liczby Parsons'a



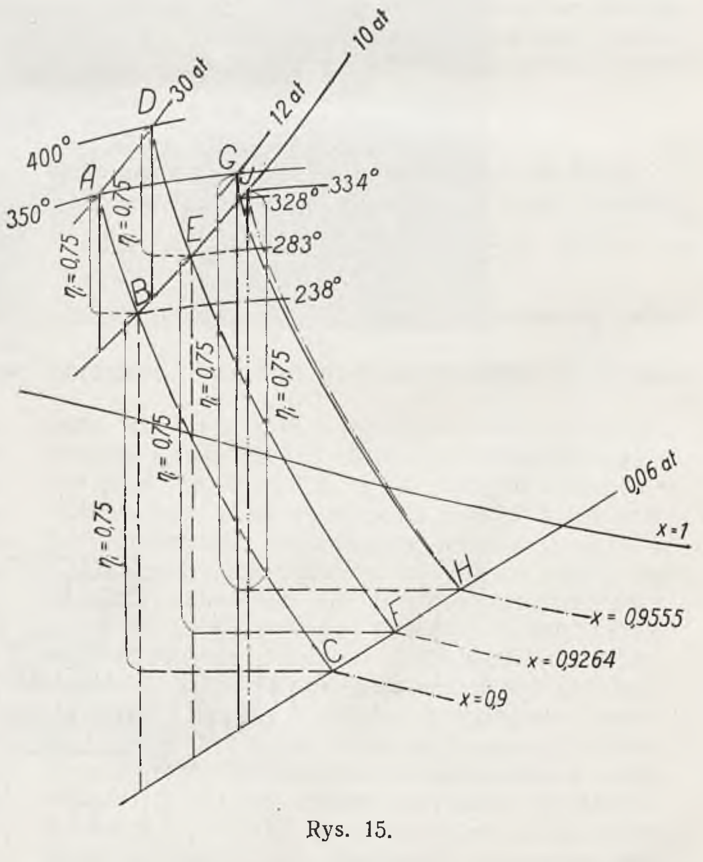
Rys. 14.

względnie pewnej liczby ν wzrasta bardzo nieznacznie, a powiększenie tej liczby wymaga zwiększenia liczby stopni ciśnienia lub powiększenia średnic wirników, przez co *wzrastają znacznie koszty budowy silnika*, przeto obecnie stosuje się tylko tak dużą $\sum(u^2)$, przy której sprawność turbiny na krzywej sprawności jeszcze znaczniej wzrasta. Gdyby natomiast powiększenie $\sum(u^2)$ przez powiększenie średnic wirników prowadziło do uzyskania zbyt niskich łopatek, to byłoby ono wadliwe, bo obniżałoby sprawność turbiny.

Sprawność turbiny parowej zależy bowiem w wielkiej mierze *od dostatecznej wysokości łopatek*, którą w części wysokoprężnej turbin pracujących z dużem ciśnieniem dolotowem można uzyskać przez zastosowanie przepływu pary z małą prędkością. Przy wysokich łopatkach zmniejszają się straty nieszczelności,—w turbinach akcyjnych spowodowane przepływem pary przez uszczelnienie międzystopniowe, a jeszcze więcej w turbinach reakcyjnych, spowodowane uchodzeniem pary szczelinami ponad łopatkami. Oprócz tego zachodzą przy niskich łopatkach straty spowodowane tem, że strumienie pary ocierającej się o ścianki wpływają ujemnie na przepływ sąsiednich strumieni.

W ogólności plan łopatek turbin wielostopniowych powinien być tak wykonany, aby strumień pary mógł płynąć możliwie bez napotykania przeszkód, zmuszających go do nagłej zmiany kierunku, powodującej wiry. Aby uzyskać możliwie najkorzystniejszy przepływ pary, fabryki przodujące wykonywują w turbinach osiowych *łopatki o większej długości*, więc w części niskoprężnej i często nawet średnioprężnej, *o kształcie zwiniętym*, przez który uwzględnia się różne prędkości obwodowe w poszczególnych miejscach wysokości łopatki. Łopatki tego rodzaju posiadają w pobliżu wieńca wirnika mniejsze kąty wylotowe, a większe kąty wylotowe w pobliżu zewnętrznego obwodu; powyższa konstrukcja zwiększa przekrój przepływowy przez wieniec łopatkowy w pobliżu wieńca wirnika.

W ogólnych rozważaniach o prawidłowej budowie turbin parowych należałoby jeszcze podkreślić, że przy pracy z parą dolotową o wysokiem ciśnieniu, a temperaturze nie wyższej od 400° C, otrzymuje się (rys. 15) w turbinach kondensacyjnych dość znaczną wilgotność pary wylotowej. Wilgotność wpływa bardzo ujemnie na sprawność turbiny, n. p. jeśli pewna część turbiny powinna posiadać sprawność η, to jeśli w niej pracować będzie para o właściwej ilości x, sprawność tej części zmniejszy się do $x \cdot \eta$, jak zwykle przyjmuje się. Wynik taki można tło-

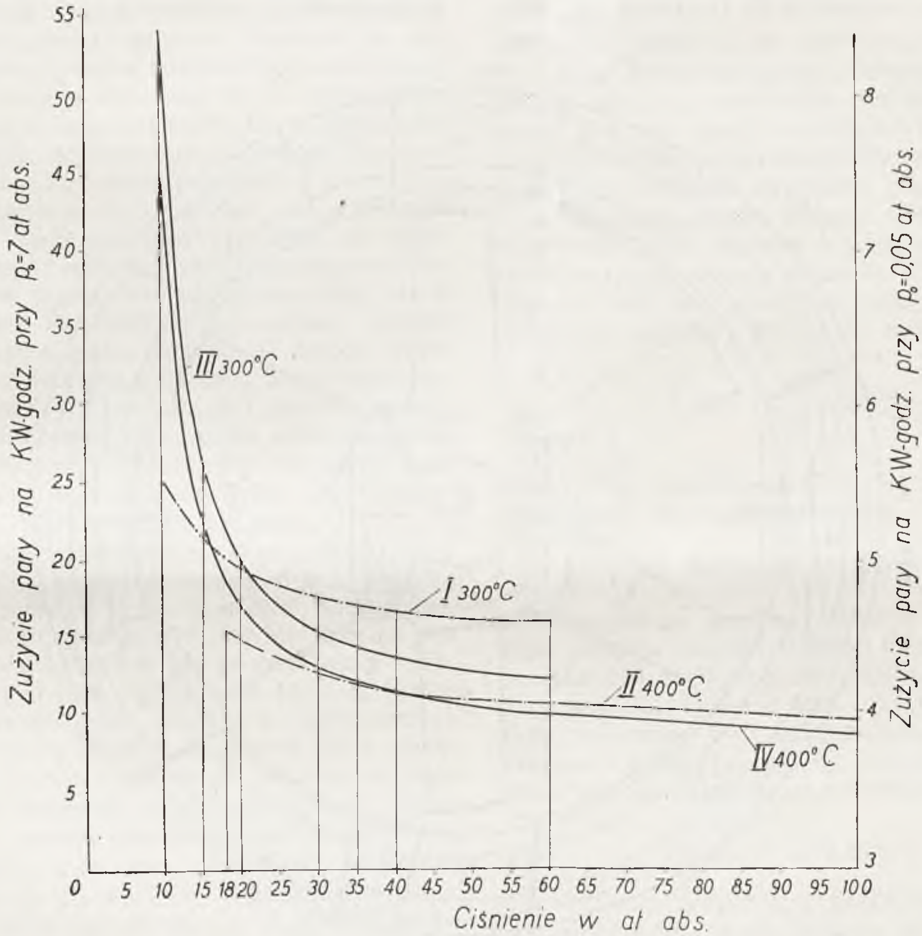


Rys. 15.

maczyć w turbinach osiowych tem, że woda znajdująca się w parze, a posiadająca od niej mniejszą prędkość, uderza o grzbiety łopatek i wywiera skutek hamujący; oprócz tego niszczy ona ło-

patki. Wpływ ten ujemny wilgotnej pary staramy się unieszkodliwić przez samoczynne odwadnianie ostatnich stopni kondensacyjnych turbin osiowych oraz przez używanie w tej części turbiny na łopatki, zwłaszcza wirnikowe, materjału nadzwyczaj odpornego, więc stopu Monell'a lub stali nierdzewiejącej. Opanowanie zagadnienia wilgotności pary w turbinach promieniowych nie jest mi znane, a zapatrywania firmy budującej takie silniki podam przy przedstawieniu budowy turbin Ljungstroem'a.

zmniejszenia niezawodności siłowni. W ostatnim czasie niektóre fabryki zamierzają osiągnąć cel w sposób prostszy, mianowicie Pierwsza Brneńska Fabryka i firma Brown-Boveri zamierzają osuszać względnie przegrzewać parę, płynącą z kadłuba wysokoprężnego do niskoprężnego, wysoko przegrzaną parę dolotową, płynącą z kotła do turbiny. Temperatura pary dolotowej spadnie wprawdzie w międzykadłubowym ogrzewaczu o 25° do 30°, lecz zrównoważą tę stratę korzyści uzyskane przez polepszenie sprawności części



Rys. 16.

Na samoczynne odprowadzanie wody z części niskoprężnej turbiny wpływa także korzystnie pobieranie z niej pary do podgrzewania wody zasilającej kotły, które stosuje się ze względu na polepszenie sprawności całej instalacji parowej, a które posiada i tę zaletę konstrukcyjną, że łopatki wirnikowe w ostatnich stopniach ciśnienia nie potrzebują być tak długie. Natomiast podwójne przegrzewanie pary, które mogłoby usunąć wspomnianą jej wilgotność (patrz rys. 15), nie znalazło w Europie zwolenników z powodu zawiłości przewodów rurowych i skutkiem tego

niskoprężnej i przez zmniejszenie zdzierania łopatek, które to zdzieranie powoduje stopniowe pogarszanie się sprawności turbiny.

Na podstawie powyższych przesłanek o nowoczesnych turbinach parowych rozważę poszczególne ich konstrukcje, w szczególności tych firm, których wyroby w Polsce najwięcej są rozpowszechnione. Opisy krytyczne przedstawię według rodzaju pracy turbin, więc najpierw turbiny kondensacyjne, potem przeciwprężne i pracujące z pobieraniem pary.

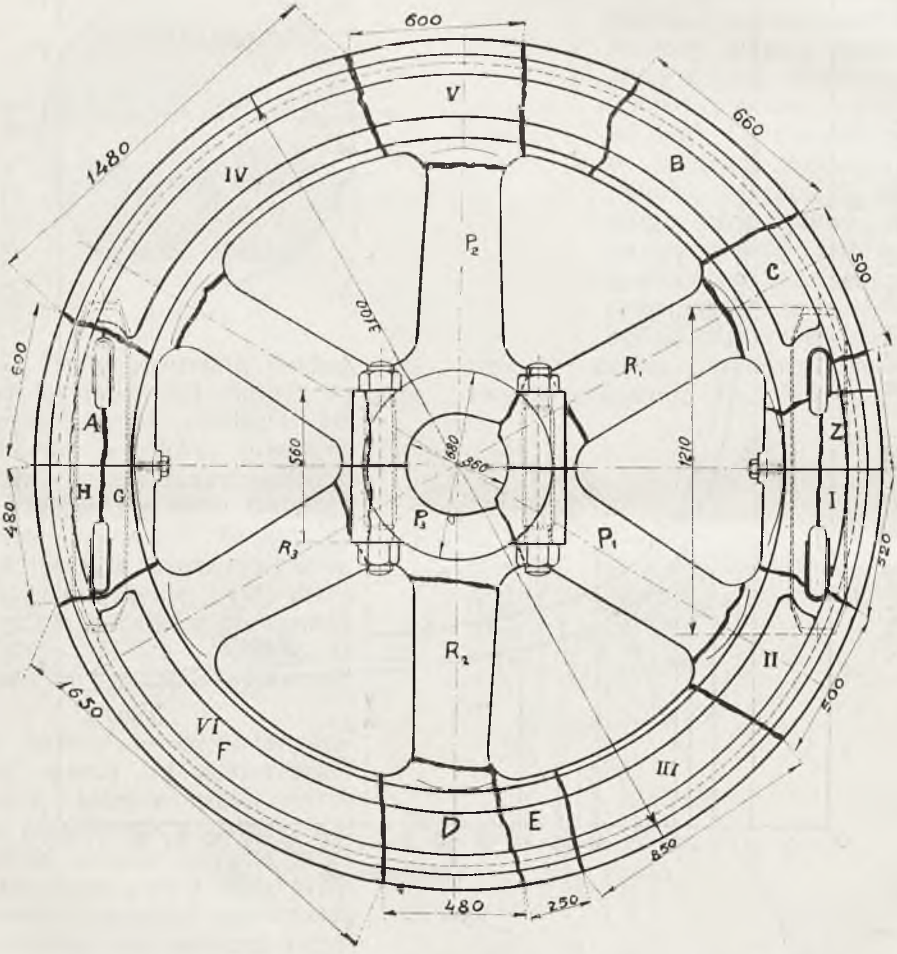
d.c.n.

Prof. M. T. HUBER.

ROZWAŻANIA NAD EKSPLOZJĄ KOŁA ZAMACHOWEGO.

I

Wypadki niespodziewanego pęknięcia części maszyn o tak katastrofalnych skutkach, jak eksplozja koła zamachowego motoru Diesel'a, której inż. *R. Biedrzycki* poświęcił obszerny i interesujący referat w zeszycie I-szym Techniki Cieplnej z r. b., spełniają częściowo zadanie doświadczenia na wielką skalę i pobudzają umysły inżynierów do rozważań nad przyczynami katastrofy. Takie mimowolne doświadczenie zniewala także do rewizji niektórych podstaw naukowych konstrukcyj, a zwłaszcza obliczeń wytrzymałościowych. Jak dalece mogą różnić się poglądy inżynierów na kwestję „wytężenia"[1]) materjału w kole zamachowem, uwarunkowanego niemal wyłącznie siłami bezwładności (gdyż ciężar własny gra zupełnie podrzędną rolę) dowodzi obszerna dyskusja, jaka się toczyła 16 grudnia 1927 roku na zebraniu Stowarzyszenia Techników w Łodzi (por. zesz. I-szy, str. 17). Czyniąc zadość życzeniu Redakcji *„Techniki Cieplnej"*, radbym przyczynić się do wyświetlenia przyczyn wypadku przez podanie niektórych wyników i rozważań, które mi się nasunęły przy badaniu tej sprawy od strony wytrzymałościowej.



Rys. 1.

Faktem jest, że eksplozja koła spowodowana była bardzo znacznem przekroczeniem szybkości jego obrotu, ponad wielkość odpowiadającą normalnej liczbie obrotów motoru, t. j. 214 na minutę. W chwili katastrofy szybkość jego musiała być tak wielka, że w jednym z przekrojów niebezpiecznych koła wytężenie osiągnęło granicę wytrzymałości żeliwa jako materjału koła. Idzie tutaj — rzecz jasna — o wytrzymałość na *rozciąganie*, gdyż w miejscach niebezpiecznych, mamy, jak zobaczymy do czynienia z prostem ciągnieniem.

[1]) „Wytężeniem" (die Anstrengung, la fatigue) nazywamy wielkość określającą stopień niebezpieczeństwa pęknięcia lub niepożądanego odkształcenia plastycznego (trwałego) w danem ciele (elemencie konstrukcyjnym).

W przypadku prostego rozciągania lub ściskania, jest wytężenie określone zupełnie wartością naprężenia faktycznego; w przypadkach złożonego stanu napięcia w miejscu rozpatrywanem, określamy je t. zw. naprężeniem *sprowadzonem* (zastępczem).

Znając stan napięcia koła zamachowego w zależności od sił bezwładności uwarunkowanych jego ruchem moglibyśmy obliczyć tę krańcowa („krytyczną“) wartość prędkości kątowej ω, przy której koło musiało się rozlecieć. Rachunek taki nie może mieć z natury rzeczy tego stopnia dokładności, z jakim obliczamy na prężenia zginanej osi stalowej, obciążonej poniżej granicy sprężystości, albowiem żeliwo wykazuje, jak wiadomo, przy większych naprężeniach dość znaczne zboczenia od prawa Hooke'a, służącego za podstawę wszelkich obliczeń teoretycznych.

Atoli błędy popełniane przez nieuwzględnienie zboczeń żeliwa od prawa Hooke'a są stosunkowo drobne. Daleko większe błędy obliczenia wytrzymałościowego wzorami teorji sprężystości wywołuje *plastyczność* materjału, ta zaś była w naszym przypadku znikomo mała. Dowodzą tego wyniki badań laboratoryjnych na próbkach żeliwa wyciętych z odłamków koła, zarówno te, o których czytamy w referacie inż. *Biedrzyckiego*, jak i późniejsze, wykonane (na życzenie Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie) w Mechanicznej Stacji Doświadczalnej Politechniki Lwowskiej. Należy przeto spodziewać się na powyższej drodze wcale dobrej oceny wielkości prędkości, która doprowadziła do katastrofy, o ile zdołamy z dokładnością dostateczną rozwiązać zagadnienie rozmieszczenia naprężeń i odkształceń sprężystych w kole — zagadnienie stosunkowo proste tylko przy ograniczeniu się do pierwszego przybliżenia.

Ale wartość interesującej nas prędkości obrotu koła w chwili katastrofy można ocenić jeszcze drugim sposobem, mniej wprawdzie dokładnym, lecz od tamtego niezależnym, co jest bardzo pożądane. (Sposób ten był już proponowany i dyskutowany, jak o tem wspominał prof. E. Hauswald w referacie na jednem z tegorocznych zebrań Lwowskiej Komisji Akademji Nauk Technicznych). Mianowicie kawałki wieńca, po jego popękaniu w dwunastu miejscach (rys. 1) rozleciały się jak pociski wyrzucone pod różnemi kątami elewacji α z tą samą prędkością początkową c, równą co do wielkości prędkości obwodowej środka przekroju wieńca c_{kr}. Środek każdego z tych zaimprowizowanych pocisków opisywał krzywą balistyczną mało różną od paraboli z powodu nieznacznego tylko wpływu oporu powietrza przy tej prędkości. Gdyby tych kawałków było niezmiernie wiele i gdyby nie natrafiły na miejscowy opór stropów, dachu i ścian przy przebijaniu ich, to jeden z nich wyleciałby pod kątem elewacji bardzo bliskim 45° i osiągnąłby największą dalekość rzutu L określoną znanym z kinetyki wzorem:

$$L = \frac{c^2}{g}$$

(Przy kącie elewacji α jest, jak wiadomo

$$L = \frac{c^2}{g} \, . \, sin \, 2\alpha.$$

Stwierdziwszy tę odległość moglibyśmy łatwo i ze znaczną dokładnością obliczyć c_{kr}. W rzeczywistości była liczba kawałków niewielka, a więc według rachunku prawdopodobieństwa żaden z nich nie osiągnął dalekości odpowiadającej kątowi 45°. Prawdopodobna dalekość rzutu tego odłamka, który osiągnął punkt najdalszy, byłaby — oceniając zgrubsza — średnią z dalekości odpowiadających 30° i 60°, które zresztą wypadają równe

$$L = 0{,}866 \cdot \frac{c^2}{g}$$

albowiem $sin\, 60^0 = sin\, 120^0 = 0{,}866$.

Rolę odpowiadającego odłamka wieńca odegrał w naszym przypadku kawałek oznaczony przez I, który spadł w odległości około 300 m (= 400 kroków) po przebiciu stropu, dachu i ściany szczytowej domu na wysokości pierwszego piętra.

Oceniając stratę energji powstałą przy pokonywaniu tych oporów na 50% energji początkowej rozpatrywanego odłamka wieńca, otrzymalibyśmy 600 m, jako przypuszczalną dalekość rzutu bez oporów. Równanie zatem:

$$0{,}866 \, . \, \frac{c^2}{9{,}81} = 600$$

daje jako prawdopodobną wartość prędkości obwodowej w chwili pęknięcia

$$c_{kr} = 82{,}45 \ m/sek$$

W stosunku do prędkości środka ciężkości przekroju wieńca odpowiadającej normalnej liczbie obrotów 214, czyli prędkości 30,9 m/sek ($=1{,}378\,\omega$), przy $\omega = 22{,}43 \ sek^{-1}$ jest to 2,67 razy więcej. Przy założeniu 60% straty energji (co nie jest zapewne oceną przesadną) otrzymalibyśmy zaś miast 600 m dalekość teoretyczną 750 m, a stąd

$$c_{kr} = 91{,}6 \ m/sek$$

czyli niemal *trzykrotną* prędkość normalną, co jak zobaczymy, wcale dobrze się zgadza z obliczeniem wytrzymałościowem.

II.

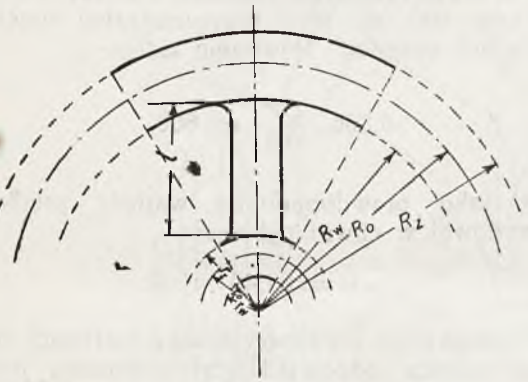
Do szybkobieżnych kół zamachowych stosujemy przedewszystkiem orjentacyjne obliczenie w pierwszem przybliżeniu średniego naprężenia obwodowego w wieńcu, wywołanego siłami odśrodkowemi przy zupełnem zaniedbaniu wpływu ramion i piasty, oraz przyjęciu równomiernego rozkładu naprężeń w przekroju wieńca, Odpowiedni wzór ma dobrze znaną postać:

$$1) \quad \sigma_0 = \frac{\gamma}{g} \cdot (R_s \, . \, \omega)^2 = \frac{\gamma}{g} \ . \ v_s{}^2$$

przyczem oznacza:

R_s i v_s — promień i prędkość linjową środka S przekroju wieńca, stałego na całym obwodzie,
γ — ciężar właściwy materjału koła, w naszym przypadku 0,00725 kg/cm^3,
g — 981 cm/sek^2, przyśpieszenie ciężkości,
ω — prędkość kątową obrotu koła.

Przyjęcie równomierności rozkładu naprężeń w przekroju wieńca nie może oczywiście odpowiadać ściśle rzeczywistości, jakkolwiek wydaje się na pozór, że nierówność będzie tylko nieznaczna. Skoro jednakże rozdzielimy w myśli wieniec na nieskończone cienkie warstewki walcowe, współosiowe o równych przekrojach dF, to każda z tych warstewek elementarnych byłaby rozciągana siłami odśrodkowemi proporcjonalnemi względem jej promienia ρ i masy. A ponieważ masa poszczególnych warstewek jest również proporcjonalna względem tegoż promienia, więc siły



Rys. 2.

rozciągające każdą warstwę byłyby proporcjonalne względem ρ^2. Warstewki zewnętrzne rozciągnęłyby się bardziej od wewnętrznych i wszystkie musiałyby się oddalić wzajemnie od siebie. Atoli temu zapobiega w rzeczywistości łączność wszystkich warstewek tworzących jednolitą masę wieńca. Dzięki temu powstają ciągnienia radjalne między warstewkami, które silnie zmniejszają naprężenia obwodowe zewnętrzne σ_z a zwiększają wewnętrzne σ_w Zagadnienie rozmieszczenia naprężeń w wirującym swobodnie wieńcu koła zamachowego łatwo rozwiązać dokładnie według teorji sprężystości (ob. np. *Timoszenko — Huber*, „Kurs wytrzymałości materjałów“, Lwów — Warszawa, 1921, str. 297), jeżeli przekrój wieńca jest prostokątem położonym symetrycznie względem osi obrotu. Wtedy naprężenia obwodowe we włóknie oddalonem o ρ od osi obrotu określa wzór:

$$\text{2)}\qquad \sigma = \frac{\gamma}{g}\cdot(R_z\,.\,\omega)^2\,.\,\frac{1}{8}\,(3+\mu)\,.$$
$$.\left[1+\left(\frac{R_w}{R_z}\right)^2-\frac{1+3\,.\,\mu}{3+\mu}\,.\left(\frac{\rho}{R_z}\right)^2+\left(\frac{R_w}{\rho}\right)^2\right]$$

Tutaj oznacza:

R_z i R_w — promień zewnętrzny i wewnętrzny wieńca (rys. 2)
μ — liczbę Poissona.

Nie przytaczam tutaj drugiego wzoru dla naprężeń radjalnych, gdyż te naprężenia znikają w obu warstwach skrajnych, nie mają przeto wpływu na obliczenie wytrzymałościowe.

Z powyższego wzoru wypływają dla naprężeń σ_w i σ_z w wewnętrznem i zewnętrznem włóknie skrajnem wieńca o przekroju prostokątnym wartości:

$$\text{3)}\qquad \sigma_w = \frac{1}{4}\cdot\frac{\gamma}{g}(R_z\,.\,\omega)^2\,.\left[3+\mu+(1-\mu)\,.\left(\frac{R_w}{R_z}\right)^2\right]$$
$$\sigma_z = \frac{1}{4}\cdot\frac{\gamma}{g}\cdot(R_z\,.\,\omega)^2\,.\left[1-\mu+(3+\mu)\cdot\left(\frac{R_w}{R_z}\right)^2\right]$$

Do zastosowania tych równań w naszym wypadku jest potrzebna wartość μ dla żeliwa Nie podają jej zwykle podręczniki techniczne, lecz łatwo ją wyznaczyć z danych wartości spółczynników sprężystości E i G (dla rozciągania i prostego ścinania). Otóż wartości E dla żeliwa wahają się między 750000 a 1050000 kg/cm^2; zaś G między 290000 a 400000 kg/cm^2.

Ze znanego związku teorji sprężystości:

$$G = \frac{1}{2\,.\,(1+\mu)}\,.\,E$$

wypływa:

$$\mu = \frac{E}{2\,.\,G} - 1$$

Powyższym skrajnym parom wartości E i G odpowiada zatem:

$$\mu = \frac{750}{580} - 1 = 0{,}29$$

$$\mu = \frac{1050}{800} - 1 = 0{,}31$$

czyli średnio:

$$\mu = 0{,}30$$

Zauważyć przytem wypada, że nawet wcale duży błąd w oznaczeniu wartości μ ma całkiem nieznaczny wpływ na wartości σ obliczone z wzorów (3). Znajdujemy z nich teraz:

$$\sigma_w = \frac{\gamma}{g}\cdot(R_s\,.\,\omega)^2\,.\left[0{,}825\,.\left(\frac{R_z}{R_s}\right)^2+0{,}175\,.\left(\frac{R_w}{R_s}\right)^2\right]$$

$$\sigma_z = \frac{\gamma}{g}\,.\,R_s\,.\,\omega)^2\,.\left[0{,}175\,.\left(\frac{R_z}{R_s}\right)^2+0{,}825\,.\left(\frac{R_w}{R_s}\right)^2\right]$$

W interesującym nas przypadku było $R_w = 1165$ mm. $R_z = 1550$ mm. Gdyby wieniec miał przekrój prostokątny, to średni promień miałby wartość

$R_s = 1357,5$ *mm* (zamiast faktycznego $R_0 = 1378$ *mm*). Stosownie do tego wypadłoby:

$$\sigma_w = \left[0,825 \cdot \left(\frac{1550}{1357,5}\right)^2 + 0,175 \cdot \left(\frac{1165}{1357,5}\right)^2\right] \cdot \sigma_0 =$$

$$= (1,076 + 0,112) \cdot \sigma_0 = 1,19\ \sigma_0$$

$$\sigma_z = \left[0,175 \cdot \left(\frac{1550}{1357,5}\right)^2 + 0,825 \left(\frac{1165}{1357,5}\right)^2\right] \cdot \sigma_0 =$$

$$= (0,228 + 0,529) \cdot \sigma_0 = 0,76 \cdot \sigma_0$$

A zatem *największe naprężenie byłoby o 19% większe od przybliżonej wartości średniej i zachodziłoby po stronie wewnętrznej wieńca odpowiadającej najmniejszemu promieniowi wirowania.* Naprężenie zaś po stronie zewnętrznej byłoby o 24% mniejsze od σ_0.

Te różnice będą w naszym wypadku z powodu odmiennej od prostokąta postaci przekroju nieco różne i można je wyznaczyć w przybliżeniu traktując przekrój jako złożony z dwuch prostokątów, albo trapezowy. Ważnym pozostaje w każdym razie fakt znacznej nierównomierności rozkładu naprężeń obwodowych w wieńcu (niezależnie od wpływu momentów zginających uwarunkowanych działaniem ramion) na co, jak się zdaje, nie zwraca uwagi żaden z autorów zajmujących się zagadnieniem wytrzymałości koła zamachowego.

Zwiększenie naprężeń wywołane powyższą nierównomiernością w niebezpiecznym przekroju wieńca, przewyższa jak zobaczymy poniżej, wpływ momentów zginających uwarunkowanych oddziaływaniem ramion. Pominięcie tej nierównomierności byłoby przeto dopuszczalne chyba dla wieńców o grubości znacznie mniejszej w stosunku do promienia, aniżeli to zachodzi w naszym wypadku. *d. n.*

Prof. Cz. GRABOWSKI.

WARTOŚĆ OPAŁOWA PALIWA.

Por. *Technika Cieplna* 1928, str. 65.

7. Wmoski.

Na podstawie tego, co omówione zostało w pracy niniejszej, dochodzę do następujących wniosków.

1) W samem pojęciu o cieple spalania, jako głównej postawie do określenia praktycznej wartości paliwa, tkwi element zależny od umowy: elementem tym jest temperatura spalania. Przy układaniu bilansów cieplnych palenisk lub innych instalacyj zero względne powinno być identyczne z temperaturą spalania, lecz i pod tym względem brak nam ustalonej normy: za zero takie przyjmujemy najczęściej O^0C, czasami zaś temperaturę powietrza, wchodzącego do paleniska[1]), która jest bliska do laboratoryjnej temperatury spalania, lecz nie zawsze jest z nią identyczna.

2) Straty ciepła w gazach spalinowych liczymy od pewnej temperatury, obranej za zero względne, a zatem będą one pojęciem względnem niezależnie od tego, czy jako wartość opałową w bilansie cieplnym przyjmiemy ciepło spalania, czy też t. zw. wartość opałową użyteczną (niższą).

3) Straty w gazach spalinowych, które obecnie stanowią najpoważniejszą rubrykę strat cieplnych kotła parowego oraz różnych pieców i analogicznych instalacyj cieplnych, możemy podzielić na dwie kategorje: a) ciepło ogrzewania gazów—a więc i zawartej w nich pary wodnej, b) ciepło parowania wody, z której para ta powstała.

Posiadamy fizyczną możliwość znacznego obniżenia nie tylko strat kategorji pierwszej, lecz również i strat kategorji drugiej, (które odpowiadają niższym temperaturom gazów spalinowych); lecz nie wszystkie instalacje techniczne, dążące do wymienionego celu, okazały się racjonalne z finansowego punktu widzenia. Wskutek tego w chwili obecnej niema bynajmniej widoków, by w niedalekiej przyszłości pierwsze z wymienionych strat mogły być obniżone tak daleko, by rozpoczęło się obniżenie strat kategorji drugiej (t. j. skraplanie pary wodnej w kanale dymowym.)

4) Z naukowego punktu widzenia można uważać za rzecz zupełnie możliwą układanie bilansów cieplnych od temperatury zera bezwzględnego (O^0K). Wtedy straty ciepła w gazach spalinowych wypadły by znacznie większe, niż liczone od O^0C, a więc operowalibyśmy wartościami, które w chwili obecnej nie posiadają dla nas praktycznego znaczenia.

5. Praktyczna wartość paliwa jest pojęciem skomplikowanem. Jeżeli pojęcie to traktować będziemy niezależnie od indywidualnych warunków pracy danej instalacji cieplnej (t. j. niezależnie od technologicznego celu danego pieca lub paleniska[2]), to i wtedy dla oceny technicznej wartości paliwa powinny być ustalone pewne normy, charakteryzujące te straty ciepła, których przy obecnym stanie techniki uniknąć nie jesteśmy w stanie, a więc a) straty w żużlu. b) straty w gazach kominowych.

Ustalenie norm pierwszej kategorji wymagało by specjalnych badań doświadczalnych analitycznych i technicznych nad własnościami

---

[1]) Lub do zagrzewacza powierza, ogrzewanego gazami spalinowemi.

[2]) Które mogą wymagać [illegible] ny właściwych fizyczno-chemicznych.

popiołu zawartego w różnych gatunkach węgli. Co się zaś tyczy strat ciepła w gazach kominowych, o przypuszczam, że należało by przyjąć pewną temperaturę tych gazów (naprzykład 100°) za normalną i temperaturę taką przyjmować jako zero względne przy układaniu bilansów cieplnych danej instalacji. Wtedy ciepło spalania oznaczone doświadczalnie w temperaturze laboratoryjnej należałoby na podstawie prawa Kirchhoffa[3]) przeliczyć na ową normalną temperaturę. Rozumie się, że i spółczynnik nadmiaru powietrza należało by ustalić normalny[4]). Jak widać z wykresów podanych w rozdz. 3[5]), poprawka na kominowe straty ciepła wypadła by wyższa od poprawki stosowanej obecnie na ciepło parowania przy określeniu wartości opałowej użytecznej.

6) *Dokładne bilanse cieplne* instalacyj technicznych (nprz. kotłów parowych) wymagają stosowania *ciepła spalania* oraz indywidualnego traktowania wszystkich składników gazów spalinowych. Natomiast stosowanie do tych bilansów t. zw. wartości opałowej użytecznej (niższej) upraszcza[6]) i ułatwia nasze obliczenia techniczne.

7) Wartość opałowa użyteczna (niższa) nie uwzględnia szeregu postulatów, którym odpowiadać powinno pojęcie o wartości opałowej technicznej (omówione w punkcie 6), lecz jest jedynem pojęciem najbardziej do owego pojęcia zbliżonem. Dla tego też sądzę, że *odrzucenie pojęcia o wartości opałowej* użytecznej (*niższej*) i traktowanie ciepła spalania jako wartości opałowej technicznej *było by krokiem wstecz w sprawie oceny wartości praktycznej paliwa.*

8) Uważam jedynie za rzecz pożądaną i pożyteczną, by laboratorja chemiczne wraz z wartością opałową „niższą" podawały ilość wody w oddestylowanej z kalorymetra po spaleniu próbki paliwa wyrażając ją w % od spalonego paliwa. Dałoby to możność układania racjonalnych bilansów cieplnych tych instalacyj, w których dane paliwo znajdzie zastosowanie

W rozdz. 5 i w punkcie 5 rozdz. 7, mówiąc o wartości opałowej praktycznej, nie miałem bynajmniej zamiaru podać projektu norm do określenia wartości praktycznej paliwa; sprawy przezemnie paruszone uważam jedynie jako przykłady[7]) tych tematów, nad któremi technologja paliwa jako nauka pracować powinna, by ustalić w przyszłości naprawy do racjonalnej oceny technicznej wartości paliwa[8]).

---

[3]) które objaśniłem w rozdz. 2 pracy niniejszej *Technika Cieplna* r. 1927, № 9, str. 101).

[4]) nprz. n = 1,2 — 1,25 z jakim pracują paleniska do pyłu węglowego.

[5]) *Techn. Cieplna* r. 1927 Nr. 10.

[6]) Jak to objaśniałem w rozdz. 6.

[7]) Nie omówiłem nprz. bliżej sprawy normalnego spółczynnika nadmiaru powietrza, używanego do spalenia, który zależy nietylko od typu paleniska, lecz również i od właściwości fizyczno-chemicznych paliwa.

[8]) W artykule niniejszym nie omówiłem spraw związanych z handlową wartością paliwa, aczkolwiek od umowy pomiędzy właścicielami kopalni węgla i fabrykami, które zakupują węgiel w większych ilościach, zależy przyjęcie tej lnb innej wartości opałowej jako wartości handlowo-technicznej. Sądzę, że racjonalna ocena techniczna paliwa, czy to ujęta w pewne formuły i normy, czy też uwzględniona (nieraz milcząco) przez kierowników zakładów technicznych przy zakupach węgla, wprawdzie obniża cenę mało wartościowych gatunków paliwa, lecz równocześnie podnosi cenę gatunków lepszych. W wypadkach tego rodzaju pewne ogólnie przyjęte normy zwykle nirozwiązują całokształtu sprawy, ale wnoszą pewne większe lub mniejsze światło i usuwają pewne anomalje ze stosunków, w których zwykle panują nastroje spowodowane chwilowemi konjunkturami ekonomicznemi.

Inż. TOMASZ ADAM SMOGORZEWSKI.

PALENISKA NA PYŁ WĘGLOWY.

Jak wiadomo, przewaga palenisk pyłowych polega na spalaniu węgla*) bez mała przy teore- nad innemi systemami palenisk mechanicznych tycznie niezbędnej ilości powietrza, jak przy spalaniu gazu, gdy tymczasem na paleniskach mechanicznych, łańcuchowych i t. p. spalanie odbywa się nieraz przy parokrotnym nadmiarze powietrza. Stąd więc zawartość bezwodnika węglowego (CO_2), wynosząca przy zwykłych paleniskach pyłowych zaledwie do 12% przy paleniskach pyłowych łatwo dosięga 16% i 17%

Decydującym czynnikiem w przemyśle, przy stosowaniu pewnego urządzenia jest, obok zabezpieczenia ciągłości pracy, rentowność jego. Na podstawie trzyletniego doświadczenia z paleniskami pyłowemi przy kotłach i w piecu metalurgicznym i po zwiedzeniu szeregu podobnych urządzeń zagranicą pragnę przytoczyć szereg uwag, które zabezpieczyć by mogły nabywcę od wielu późniejszych niepowodzeń, przy instalowaniu palenisk tych w Polsce. Chodzi mi więc, ażeby przedewszystkiem czysto lokalne trudności na naszym gruncie, z góry jasno i wyraźnie stawiane były dostawcom i wszelka odpowiedzialność za następstwa na nich przelewana. Uprzytomnić sobie przytem należy, jakich korzyści spodziewać się można przy zastosowaniu omawianych palenisk pyłowych.

Paleniska kotłów parowych.

Korzyści te w postaci zwiększonego skutku użytecznego, przeniesione bezpośrednio na zaoszczędzenie paliwa wyrażą się w czterech do cześciu procentach w stosunku do dobrych palenisk łańcuchowych, lub innych mechanicznych na miał z podmuchem. Dane takie przedstawił mi p. inż *Orengo*, dyr. centrali Comines, (Enérgie Electrique du Nord de la France), a zasługują

---

*) W postaci pyłu spalać z pożytkiem można zresztę tyiko węgiel mało wartościowy, nie nadający się do zużytkowania w paleniskach innych typów. (przyp. Red.).

one na zaufanie z tego względu, że pomiary cieplne kotłów i całych urządzeń są tam bardzo starannie co pewien czas przeprowadzane i zgadzają się mniej — więcej z danemi stałych pomiarów licznikowych. Centrala w Comines posiada 10 kotłów opalanych pyłem, a 6 z paleniskami łańcuchowemi z podmuchem, przyczem porównanie dotyczy kotłów identycznych, o różnych paleniskach. Wogóle centrala w Comines (o 150.000 *kW* zainstalowanej mocy) jest zupełnie nowocześnie urządzona, ładnie zaprojektowana i nadzwyczaj starannie utrzymana i prowadzona. W pomiarach cieplnych, dokonywanych przezemnie na naszym gruncie, otrzymywałem nadwyżkę skutku użytecznego kotła po zainstalowaniu paleniska pyłowego mniej więcej o 13%, lecz zaznaczyć należy, że poprzednie palenisko było obsługiwane ręcznie i wymagało np. ciągłego rusztowania, a ponadto jednocześnie z zainstalowaniem paleniska pyłowego wbudowany został przegrzewacz pary o powierzchni 30 m^2 przy kotle 258 m^2, który w pewnej mierze również podniósł skutek użyteczny instalacji.

Dla zabezpieczenia ciągłości pracy, przy niezcentralizowanych urządzeniach pyłowych pożądanem jest, ażeby każdy kocioł posiadał 2 komplety urządzeń palenisk pyłowych, z których każdy wystarczałby samodzielnie przy słabszym ruchu kotła, a przy zwiększonym obciążeniu pracowałyby oba komplety wspólnie. Oczywiście stopień zabezpieczenia ciągłości ruchu zależny jest wogóle od ilości kotłów, stopnia ich obciążenia i t. p. i rozpatrywany być powinien w każdym poszczególnym wypadku indywidualnie.

A teraz przejdziemy do rozpatrzenia trudności, jakie rozwój palenisk pyłowych napotyka na naszym gruncie, przy opalaniu miałem z kopalń Zagłębia Dąbrowskiego i Krakowskiego. Jak wiadomo, węgiel przed spaleniem musi być przemielony na pył tak drobny, ażeby mógł spalać się na odległości od wylotu palnika do dna komory ogniowej. Dla takiego przemiału węgiel winien posiadać wilgoć (wewnętrzną i zewnętrzną) poniżej 6%, gdyż w przeciwnym razie żaden system młynków nie jest w stanie go zemleć. Nadwyżkę więc wilgoci węgla, która dochodzi nierzadko do 16 i 18%, a nawet i wyżej, należy usunąć w suszarni przed zmieleniem, Suszarnie, stosowane bezpośrednio przy młynach, a zasilane gazami gorącemi, czerpanemi z komory ogniowej, zazwyczaj spełniają swe zadanie w granicach do 10%. Przy miale węglowym o wilgoci powyżej 15% nasuwają się więc trudności, względnie zachodzi potrzeba dodatkowego podsuszania. Miały śląskie są pod tym względem, znacznie lepsze, gdyż wilgoć ich nie przekracza zazwyczaj 9%. Miały zaś z kopalń francuskich rzadko przekraczają wilgoć 6%. Mielone są zatem często bez podsuszania.

Następną z kolei wadą naszych węgli, oczywiście w stosunku do palenisk pyłowych, jest ta, że zawierają one dużo pirytu żelaznego i krzemionki w porównaniu do węgli francuskich, niemieckich, a i śląskich, wskutek czego zużywają się szybko części młynów, a nawet i całe ich wnętrze. Nie wszystkie zatem systemy, jak np. młyny ścierne tarczowe dają się wogóle stosować u nas, gdyż dość kosztowne tarcze szmerglowe i żeliwne utwardzone wytrzymują na naszym gruncie zaledwie dni kilka. Po bezpośredniem zetknięciu się z tego rodzaju młynami odniosłem wrażenie, że wogóle ten typ nie nadaje się do przemiału węgla, a tymczasem, osobiście spotykałem te same młyny w ruchu we Francji i zapewniano mnie, że tarcze wytrzymują przeszło 1.500 godzin pracy. Należy więc w naszych warunkach uciekać się do typu młynów, w których części, podlegające zużyciu są tanie i łatwo wymienne jak np.: młyny cepowe, gdzie węgiel rozdrabiany jest przez odbicie o ściankę kadłuba. Cepy więc, rzucające węgiel, oraz pierwsze dwie wykładnice: o które odbija się węgiel, zużywają się wprawdzie także dość prędko, gdyż mniej— więcej w ciągu 10 dni pracy, jednak części te są stosunkowo tanie i można je z powodzeniem na miejscu w odlewniach wyrabiać. Reszta części młyna podlega oczywiście także częściowem zużywaniu się, lecz choć i one nie są zbyt kosztowne, to jednak muszą być brane pod uwagę przy kalkulowaniu rentowności urządzenia. Jak stosunkowo szybko zużywają się wspomniane części przy młynach cepowych przy miałach Zagłębia Dąbrowskiego i Krakowskiego, w stosunku np. do węgli francuskich, wnosić można z następującego porównania. Informowano mnie w Centrali Comines, że u nich cepy i wykładnice pracują bez wymiany około 2.000 godzin. Zwrócić jeszcze uwagę należy na urządzenie do oddzielania grysiku, czy też pyłu niedostatecznie miałkiego, który powinien być odprowadzany do powtórnego przemiału. Dla stałego badania stopnia przemiału używane są najczęściej cztery sitka o gęstości: I)—900, II) — 2500, III) — 4900 i IV — 6400 otworów nu cm^2. Po przesianiu mieliwa, wziętego np. przed odseparowaniem grysiku otrzymamy pozostałości na I-szem sitku 68%, II-23%, III-5%, IV — 4%,tymczasem, ten sam pył po oddzieleniu grysiku i pyłu grubszego da pozostałości: na I-szem sitku 4%, II — 27%, III — 19% i na IV — 50% i podobny rezultat uważać można za zadawalniający. Jeżeli pył jest niedostatecznie miałki zauważyć można na spodzie komory spalinowej ogniki. świadczące o spalaniu się grubszego miału, co jest niedopuszczalne, gdyż w popiele otrzymamy wtedy niespalony węgiel.

Pewne trudności ogólnej natury, bez względu na pochodzenie węgla i jego skład, stanowi oddzielanie popiołu. Części niepalne mielone są wspólnie z węglem więc pył ich porywany zostaje przez ciąg kominowy i roznoszony po kanałach dymowych, a część jego przedostaje się nawet przez komin na zewnątrz. Kanały dymowe w kotle należy tak projektować, ażeby umożliwiały łatwe i częste odpopielanie. W celu od-

dzielenia popiołu w komorze spalinowej, o ile wogóle konstrukcja kotła na to pozwala, wprowadza się powietrze wtórne z przeciwnej strony palnika. Prąd powietrza, kierowany na koniec płomienia strąca na dół dość dużą ilość popiołu.

Część popiołu osiada także na spodzie komory w stanie płynnym, tworząc po jakimś czasie grubą warstwę szkliwa, mogącą powodować po paru tygodniach pracy zatrzymanie kotła, dla wystudzenia i wyrąbania szkliwa, które w inny sposób nie daje się usunąć. Dla zupełnego uniknięcia tych trudności zalecać należy granulowanie popiołu i szlaki.

Zastanawiając się dalej nad rentownością palenisk pyłowych przy porównaniu z innemi typami palenisk mechanicznych posuwowych należy brać pod uwagę nietylko koszt samych palenisk, włącznie z obmurzem, lecz także i koszt podniesienia kotła, a tem samem i kotłowni o 3 — 5 *m*, ze względu na komorę ogniową paleniska pyłowego. Pojemność komory obliczana jest mniej więcej w ten sposób, że na każdą tonę spalonego węgla w godzinie przewiduje się około 40 m^3.

Jak wiadomo temperatura płomienia pyłu węglowego jest bardzo wysoka i wynosi 1400 do 1800° *C*. Stan skupienia tej wysokiej temperatury należy rozproszyć przez stworzenie pętlicy lub załamu, kierujac płomień ku dołowi. Pomimo to, często jednak powstają trudności w doborze cegły ogniotrwałej, a nawet ściany komory ochładzane bywają wężownicami wodnemi. W ostatnich czasach stosuje się także cegły dynasowe, wytrzymujące wprawdzie wysoką temperaturę, lecz posiadające własność znacznego powiększania swej objętości w stanie nagrzanym. Stąd więc komora ogniowa, wymurowana dynasem musi być tak zaprojektowana, ażeby całkowicie oddzielona była od reszty obmurza kotła, wymurowanego szamotem i powiększenie objętości komory nie wywoływało nacisku na kocioł, względnie na jego obmurze. Komora taka zazwyczaj jest wsunięta od spodu w resztę obmurza kotła, umieszczonego na specjalnej ramie żelaznej i podobne rozwiązanie zalecać można nietylko przy używaniu dynasu lecz i przy szamocie (z zawartością $Al_2\ O_3$ do 43% np. centrala Klingenberg w Berlinie).

Spotykałem również poważne urządzenia palenisk pyłowych, gdzie celowo zwiększano nadmiar powietrza dla obniżenia bezwodnika węglowego do zaledwie 14 — 15%, ażeby w ten sposób obniżyć temperaturę w komorze spalinowej. Obniżony w ten sposób cokolwiek skutek użyteczny kotła, kalkuluje się, jak mnie zapewniano, gdyż w takich warunkach cegła szamotowa pracować może w ciągu całego szeregu miesięcy, a nawet do roku bez remontu, co zupełnie wynagradza straty na węglu.

Na zakończenie chcę zwrócić uwagę na pewną właściwość opalania pyłowego. Oddawanie ciepła, a tem samem i spadek temperatury gazów spalinowych jest tu znacznie raptowniejszy, niż przy innych systemach palenisk mechanicznych. Objaśnić to należy tem, że przy zwykłych paleniskach mechanicznych spalanie części lotnych odbywa się nietylko w komorze ogniowej, lecz także i w dalszym przebiegu gazów, w przeciwieństwie do palenisk pyłowych, gdzie całkowite spalanie odbywa się wyłącznie w komorze ogniowej. Układ przegrzewaczy, praktykowany przy zwykłych paleniskach, jest dla palenisk pyłowych niewłaściwy i zazwyczaj przegrzewacze umieszczane są bliżej, pomiędzy pęczkiem rur. Z uwagi na powyższe właściwości temperatura gazów kominowych po zastosowaniu paleniska pyłowego nie jest wyższa niż przy zwykłych paleniskach mechanicznych, pomimo, że początkowa ich temperatura jest znacznie wyższa.

Paleniska pyłowe przy piecach hutniczych.

W przeciwieństwie do kotłów, wysoka temperatura płomienia jest tu wprost konieczna do odpowiedniego podgrzania np. bloków dla walcowni, stąd więc palnik, oraz powietrze wtórne kieruje się w ten sposób, ażeby załom względnie pętlicę płomienia otrzymać na pierwszym już ostatecznie dogrzewanym bloku, który płomieniem tym powinien być całkowicie objęty. Temperatura płomienia zależy od stopnia wysuszenia spalanego pyłu, którego wilgoć, w zastosowaniu do pieców, hutniczych nie powinna przekraczać 1%. Drugim czynnikiem na zwiększenie temperatury jest doprowadzenie przemiału pyłu do jaknajwyższych granic, ażeby otrzymać pył jaknajmielszy. Trudności w oddzielaniu popiołu występują tutaj jeszcze w większym stopniu niż przy kotłach, gdyż wszystek popiół wędruje i osiada w piecu po bokach, na sklepieniu i wreszcie w kanałach, tworząc stalaktyty. Konstrukcja takiego pieca powinna przewidywać łatwość czyszczenia kanałów z popiołu, który przedstawia się w stanie dość sypkiego proszku. Popiół częściowo oczywiście opada także i na bloki metalu, które to miejsca, widoczne zresztą na bloku z łatwością dają się zeskrobać. Pozatem blok powinien być dostatecznie wygrzany, ażeby szlaka z niego całkowicie ociekła przy wyjmowaniu z pieca. Oczywiście, że w tych wypadkach, gdzie chodzi o dużą czystość walcowanego materjału, gaz generatorowy uważać należy za paliwo odpowiedniejsze. Rentowność palenisk pyłowych przy piecach hutniczych jest, sama przez się, wysoką, gdyż wchodzi w grę stosunek ceny miału, używanego palenisk pyłowych wzamian węgla gatunkowego, używanego bądź do generatora bądź do innych palenisk przy piecach hutniczych.

Część pieca w sferze wysokiej temperatury otrzymuje wymurowanie dynasowe, które przy piecach hutniczych nie nastręcza takich trudności, jak przy kotłach. Miał śląski, którego wilgotność zazwyczaj nie przekracza 9% może być z powodzeniem używany do palenisk pyłowych przy piecach do podgrzewania bloków.

Inż. ARTUR ROZEN

SPRAWNOŚĆ TERMICZNA SUSZARNI W PRZEMYŚLE WŁÓKIENNICZYM.

Z całokształtu zagadnień gospodarki cieplnej najwięcej zainteresowania budzą zagadnienia, dotyczące produkcji energji mechanicznej albo skojarzenia tej produkcji ze zużytkowaniem ciepła odpadkowego do celów ogrzewniczych.

Ześrodkowanie zainteresowania w wymienionym kierunku jest zupełnie zrozumiałe, gdyż wymienione powyżej zagadnienia dotyczą wszystkich bodaj gałęzi przemysłu w jednakowej mierze.

Obok jednakże tych — że tak powiemy — centralnych zagadnień, obejmujących mechaniczną stronę produkcji, istnieje w każdej gałęzi przemysłu mnóstwo drobniejszych i podrzędniejszych ściśle termicznych zagadnień, których dokładna analiza bywa nietylko owocną ze stanowiska obniżenia kosztów produkcji i usprawnienia danego jej procesu ale i bardzo interesującą ze względów ogólnych.

Proces suszenia, tak rozpowszechniony we wszystkich gałęziach przemysłu, pochłania szczególniej w przemyśle włókienniczym wielkie ilości ciepła.

Suszenie odbywa się we wszystkich stadjach przetwórczych włókna i aczkolwiek formy tego suszenia, w zastosowaniu zarówno do przędzy jak i do gotowych tkanin, bywają bardzo różnorodne — ustalenie spółczynnika sprawności termicznej w jednym jakimś wypadku daje już pewne pojęcie o tem, jakie ilości ciepła wchodzić mogą w grę, jakiego rodzaju i jak wielkie bywają straty.

W tym celu w wykończalni jednej z większych fabryk włókienniczych przeprowadzone zostały pomiary i obliczenia sprawności termicznej w zastosowaniu do suszenia tkanin mokrych przy pomocy ogrzewanego powietrza.

Proces ten — odmienny od t. zw. suszenia bębnowego (na kalandrach bębnowych) — odbywa się w specjalnych, bardzo długich i ciężkich maszynach, w t. zw. suszarniach ramowych.

Są to maszyny, w których towar mokry, w stanie wyprostowanego a nawet jednocześnie rozciąganego (w poprzecznym kierunku) pasma, zostaje szuszony przy pomocy wtłaczanego gorącego powietrza.

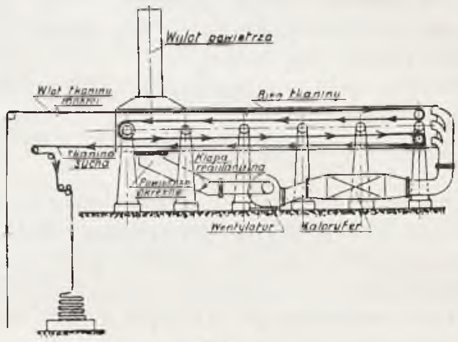
W procesie fabrykującym odróżniamy więc dwa specyficznie różne, pod względem cieplnym, stadja:

I. Nagrzewanie powietrza w kaloryferach, dokąd zostaje ono wtłoczone przez wentylatory, i

II. Sam proces suszenia mokrej tkaniny przy pomocy wdmuchu gorącego (a zatem o małej względnej wilgotności) powierza.

W tem II stadjum zetknięcie się gorącego powietrza z mokrą tkaniną powoduje wyparowanie wody z tej tkaniny i zwiększenie względnej wilgotności powietrza przy jednoczesnem jego ochłodzeniu.

Tkanina więc, równomiernie i powoli przeciągana kilkakrotnie przez maszynę (o kształcie podłużnego, płaskiego pudła, por. rys. 1) zostaje jednocześnie suszona i rozciągana w poprzecznym kierunku (do pewnej z góry określonej szerokości), a ciepło doprowadzone do kaloryferów w postaci pary wodnej pod ciśnieniem od 3 do 4 *ata*, zostaje po przejściu przez powietrze grzejne —



Rys. 1.

odprowadzone z maszyny w parze (a raczej we mgle) — w postaci pary niskoprężnej, bardziej rozproszonej, o niższej temperaturze a większej entropji. Pomiary dokonywane były w ten sposób, iż ważono towar mokry i suchy. Jednocześnie mierzono ilość zużytej pary, jej ciśnienie, objętość zużytego powietrza, jego temperaturę przed i po wyjściu z kaloryfera, przed i po wysuszeniu tkaniny, wilgotność względną i temperaturę na sali i wreszcie wilgotność względną powietrza wylotowego.

Powyższe pomiary dały następujące wyniki:

W ciągu jednej godziny przeciętne zużycie pary o ciśnieniu 4,5 *ata* wynosiło 640 *kg*. Odparowano wody z tkaniny w przeciągu godziny 112 *kg*. Ponieważ zawartość cieplna pary o ciśnieniu 4,5 *ata* wynosi:[1])

---

[1]) Parę zużywaną w suszarce traktowano prtemzy jako parę nasyconą i suchą, chociaż para ta jest zazwyczaj w przewodach nieco zawilgoconą. Możliwa z tego powodu niedokładność dalszych obliczeń będzie jednak nieistotną, gdyż:

1) para zużywana w naszej fabryce nie posiada naogół wielkiej wilgotności, ponieważ przewody są starannie izolowane,

2) suszarnie ustawione są na najwyższem piętrze wykończalni.

3) para przed wlotem do kaloryferów suszarni jest dławiona przy pomocy wentyli redukcyjnych za 7 lub 8 ata do 4,5 ata. Ponieważ zaś proces dławienia związany jest zawsze z pewnem przegrzewaniem się pary, dla pary zaś wilgotnej z jej osuszeniem,—sądze więc, że jeżeli para z przytoczonych wyżej względów nie była zbytnio przed redukcją wilgotna, to po redukcji można ją z pewnem przybliżeniem przyjąć za suchą.

$$i_1'' = q + r = 656{,}8\ Kcal$$

Zawartość cieplna pary powstałej z wysuszenia towaru, pary temperaturze powietrza wylotowego 65°C i przy uwzględnieniu ciepłoty mokrego towaru 26°C:

$$i''_2 - t_0 = 624{,}8 - 26 = 598{,}2\ Kcal.$$

Otrzymujemy przeto:
sprawność termiczną całej maszyny.

$$\eta = \frac{112 \cdot 598{,}2}{640 \cdot 656{,}8} = \frac{67000\ Kcal}{420000\ Kcal} = 16\%$$

Jest to jak widzimy dla maszyny grzejnej cyfra niezwykle niska — warto więc zbadać gdzie się podziało pozostałe 84% dostarczonego maszynie przez parę ciepła.

W tym celu rozpatrzymy oddzielnie oba stadja procesu grzejnego.

I stadjum: Ogrzewanie powietrza w kaloryferze.

Ciepło dostarczone w postaci pary o 4,5 *ata* stanowi jw. 420000 *Kcal.* Wentylatory dostarczają w ciągu godziny okrągło 15000 m^3 [2]) powietrza o temperaturze

przed wejściem do kaloryfera 26°C (temperatura na sali)

po wyjściu z kaloryfera — 115°C (temperatura powietrza przed wlotem do maszyny).

Ponieważ ogrzewanie odbywa się przy stałem ciśnieniu atmosferycznem, a $c_p = 0{,}24\ Kcal/m^3$ przeto ciepło dostarczone powietrzu w ciągu godziny wynosi:

$C = 1500 \times 0{,}24\ (115 - 26) =$ ok. 320000 *Kcal.*

Woda kondensacyjna ze skroplonej pary (oddzielona przez garnek kondensacyjny od ciśnienia atmosferycznego) o 4,5 *ata* zawiera:

$640 \times 148{,}6 =$ ok. 95000 *Kcal.*

Otrzymujemy bilans cieplny pierwszego stadjum:

powietrze otrzymało	320000	*Kcal*	76,2%
woda kondensacyjna	95000	„	22,6%
promieniowanie kaloryfera	5000	„	1,2%
Ciepło dostarczone w parze	420000	*Kcal*	100%

II Stadjum: Suszenie mokrej tkaniny.

Zawartość cieplna powietrza wlotowego, jw. 320000 *Kcal*; zawartość ciepła wylotowego $15000 \times 0{,}24\ (65 - 26) = 140000$ *Kcal;* zawartość ciepła w parze uchodzącej wraz z powietrzem wylotowem przy 65°C, jw. 67000 *Kcal.*

Pozostałość: straty na promieniowanie, konwekcję, ogrzanie tkaniny. Daje to nam bilans cieplny II stadjum.

Para wodna powietrza wylot.	67000	*Kcal*	20,9%
Powietrze wylot. (sucha część)	140000	„	44%
Straty na prom., konwek i t. p.	113000	„	35,1%
Ciepło dostar. przez powietrze	320000	*Kcal*	100%

Widzimy więc, że sprawność w I stadjum wynosiła 76%, w II zaś zaledwie 20,9% a dlatego

---

[2]) Poniżej podaję sposób w jaki obliczona została ilość znajdującego się w obiegu powietrza.

Suszarnie obsługują dwa wentylatory:

	Wymiary rur ssącej	Wymiary rur tłoczącej
Wentylator I	śr. 66 cm.	38×50 cm.
Wentylator II	śr. 50 cm.	35×46 cm.

Podane powyżej wymiary rury tłoczącej u jej wylotu oraz mierzone ciśnienie dynamiczne stanowiły podstawę do obliczania ilości powietrza. Sprężenie dynamiczne h_d wynosiło dla I wentylatora średnio około 15 *mm* słupa wody, dla II wentylatora było ono bardzo małe i wynosiło od 3 *mm* do 4 *mm* słupa wody.

Tak małe sprężenie dynamiczne w tym ostatnim wypadku tłómaczy się prawdopodobnie wielkim oporem kaloryfera rurkowego oraz znaczną długością suszarni ramowych przez które powietrze było przetłaczane.

Z wzoru: $h_d = \gamma_{pow} \times \frac{v^2}{2g}$ obliczana była średnia szybkość przepływu powietrza przez wyżej wskazane przekroje.

Ciężar właściwy powietrza przy wilgotności 45% przy 26° *C* wynosi według tabel 1,174 kg/m^3

Otrymano więc:

dla I wentylatora $v = \sqrt{\frac{19{,}62 \times 15}{1{,}174}} =$ ok. 15,8 *m/sek*

Przekrój $F = 0{,}38 \times 0{,}50 = 0{,}19\ m^2$.

Ilość powietrza dla I wentylatora:

$Q_{sek} = 15{,}8 \times 0{,}19 =$ ok. 3 $m^3/sek.$; $Q_{godz} = 10.800\ m^3/godz.$

dla II wentylatora:

$h_d = 3{,}5$ *mm* sł. wody $= \frac{v^2}{2g} \times \gamma$; $v = \sqrt{\frac{19{,}62 \times 3{,}5}{1{,}174}} = 7{,}65\ m/sek.$

$Q_{sek} = 0{,}35 \times 0{,}46 \times 7{,}65 = 1{,}23\ m^3/sek,$

$Q_{godz} = 1{,}23 \times 3600 = 4420\ m^3/godz.$

Ogółem: $10800 + 4420 = 15220\ m^3/godz.$

Wobec stosunkowo wielkich liczb i prymitywności urządzeń do pomiarów sprężenia dynamicznego h_d cyfrę powyżej otrzymaną zaokrąglono do 15.000 m^3.

Obliczenie tej samej wielkości na podstawie wymiarów wentylatorów podług wzorów przybliżonych, podanych w Hütte, wyd. 21, tom II, str. 628, dało analogiczne rezultaty.

Obliczenie powyższe sprawdzone zostało ponadto na podstawie wilgotności względnej powietrza wylotowego.

Jeżeli bowiem:

d_a jest zawartością pary w *kg* przypadającą na 1 *kg* suchej części powietrza zewn.

d_n zaś zawartością pary w *kg* przypadającą na 1*kg.* suchej części powietrza wylotowego

to: $l = \frac{1}{d_n - d_a}$ będzie ilością powietrza w *kg* potrzebną do odparowania z tkaniny 1 *kg* wody.

Z tabel (podanych w pracy: W Schüle. Theorie der Heisslufttrockner, Springer, 1920)

dla 26°C i 45% wilgotności otrzymujemy $d_a = 0{,}0097$

dla 65°C i 10% wilgotności, otrzymujemy $d_n = 0{,}0158$

$l = \frac{1}{0{,}0158 - 0{,}0097} =$ ok. 165 *kg* powietrza/1*kg* wody

$L = 165 \times 112 =$ ok. 18.500 *kg* powietrza dla całkowitej ilości wody.

Biorąc pod uwagę $\gamma_{pow} = 1{,}174$

otrzymujemy:

$Q = \frac{18.500}{1{,}174} =$ ok. 15.700 $m^3/godz.$

to w rezultacie otrzymujemy następujący całkowity bilans cieplny:

Bilans cieplny suszarni

1. Para wodna w powietrzu wylot.	67000	*Kcal*	16%
2. Woda kondensacyjna	95000	„	22,6%
3. Promieniowanie kaloryfera	5000	„	1,1%
4. Powietrze wylotowe	140000	„	33,3%
5. Promieniowanie konwekcja i inne straty	113000	„	26,9%
Całkowite ciepło dostarczone przez parę	420000	*Kcal*	100%

Przechodząc do analizy powyższych wyników widzimy kolejno co następuje.

Pozycja 1, czyli ciepło zawarte w parze powietrza wylotowego — jest właściwym efektem procesu suszenia. Należy więc dokładać wszelkich starań ażeby pozycja ta stanowiła procentowo największą wartość.

Do tego celu można się zbliżyć zmniejszając wszystkie pozycje pozostałe. Pozycja 2 — ciepło zawarte w skroplinach pary grzejnej jest dla rozpatrywanego procesu niewątpliwie całkowitą stratą, jednakże w całokształtcie gospodarki cieplnej fabryki, strata ta zostaje częściowo zwrócona, gdyż kondensat rurami doprowadzamy do specjalnego zbiornika i zużywamy następnie (aczkolwiek przy nieco niższej temperaturze ok. 70°C do zasilania kotłów.

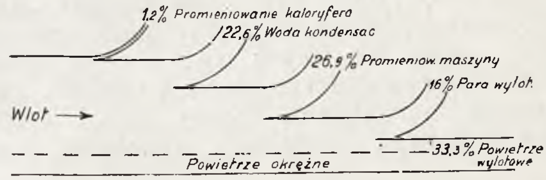
Pozycja 3 jest znikomo mała ze względu na bardzo staranną izolację kaloryfera.

Najpoważniejsze źródło strat leży niewątpliwie w pozycjach 4 i 5. Chcąc podnieść sprawność cieplną maszyny należy przedewszystkiem postarać się o zmniejszenie tych pozycyj. Straty np. na promieniowanie (pozycja 5) były niewątpliwie w okresie wykonania pomiarów zbyt wielkie. Straty te jednakże muszą być pokaźne ze względów konstrukcyjnych. Przez szczeliny, któremi towar wchodzi i wychodzi z maszyny, sprężone w wentylatorach gorące powietrze może się ulatniać nazewnątrz. Ze względów fabrykacyjnych nie można jednak tych szczelin zanadto zwęzić. Do tej pozycji należą również straty wynikające z ogrzania tkaniny od temperatury 26°C do temperatury powietrza wylotowego.

Najpoważniejszy zysk daje się osiągnąć przez zmniejszenie strat cieplnych w powietrzu wylotowem.

Powietrze to o temperaturze 65° posiada wilgotność względną bardzo niską (pomiary wykazały ok. 10%) możnaby je przeto zwrócić maszynie prowadząc przewodami do wlotu wentylatorów i osiągać w ten sposób korzyść podwójną. Podnieść do pewnego stopnia temperaturę powietrza wchodzącego z kaloryferów do maszyny i zmniejszyć zużycie pary w kaloryferach.

Na przeszkodzie do całkowitego wyzyskania wszelkich pod tym względem możliwości stoją okoliczności następujące. Temperatury powietrza grzejnego nie można nadmiernie podnosić ze względów technologicznych (kruszenie się włókien tkaniny). Powietrze suszące po kilkakrotnym obiegu zbliżyłoby się zanadto do stanu nasycenia parą, wskutek czego proces suszenia odbywałby się zbyt powoli — zmniejszyłaby się wydajność maszyny.



Rys. 2.

Praktycznie problemat został w nowoczesnych maszynach w ten sposób rozwiązany, że powietrze okrężne zostaje stale zasilane powietrzem świeżem, stosunek zaś ilościowy powietrza z obu źródeł jest stale regulowany przez odpowiednie nastawienie klapy.

W ten sposób najpoważniejsza strata cieplna (analogiczna zresztą do strat kominowych w kotłach parowych) zostaje w danym wypadku częściowo odzyskana a ciepło zwrócone maszynie, co przyczynia się do oszczędności na parze grzejnej i usprawnia pracę suszarki (rys. 2).

Widzimy więc, że analiza termiczna każdego procesu fabrykacyjnego wskazuje środki do jego naprawy. Rzeczą już odpowiedniej kalkulacji w każdym poszczególnym wypadku będzie sprawdzenie, czy konieczne dla naprawy stanu rzeczy inwestycje będą usprawiedliwione i zamortyzowane w odpowiednim okresie czasu.

LUTOWANIE TWARDE.

B. MICHELIS, inż. techn.

Z POWODU WYBUCHU KROCHMALARKI.

I.

Ze względu na wielkie rozpowszechnienie w fabrykach włókienniczych parowych urządzeń grzejnych z kosztownej miedzi należy sprawę opracowania przepisów ich wytwarzania, dokonywania prób odbiorczych oraz ewentualnego poddania ich pod dozór Stowarzyszeń Kotłowych rozważyć ostrożnie i dokładnie. W danym wypadku przyczyna wybuchu jest niewątpliwie ustalona jako rozmyślne przekroczenie przepisanej prężności. Należałoby dążyć do uświadamiania personelu, obsługującego większe naczynia parowe pod ciśnieniem, o konieczności baczenia na stan zaworów bezpieczeństwa oraz o skutkach

przekraczania dozwolonej prężności — zapomocą wywieszania odnośnych ostrzeżeń, nakładających odpowiedzialność za rozmyślne przekroczenie dozwolonej prężności na obsługę maszyn.

Dla obliczenia grubości blach miedzianych naczyń parowych wzgl. dozwolonych dla takich naczyń prężności uważam za stosowne wychodzić z następujących założeń:

a) z przewidywanej temperatury pary w naczyniu, oczywiście w zależności od prężności pary,

b) z odpowiadającej pow. temperaturze wytrzymałości blachy miedzianej,

c) ze spółczynnika wielokrotności bezpieczeństwa, nie mniejszego od 3-ch;

d) ze spółczynnika pełności szwu bębna w zależności od rodzaju jego wykonania. Uważam za najpewniejszy szew w jaskółczy ogon, dla którego należy przyjąć 0,75 (a mianowicie: $0{,}5 + 0{,}5 \cdot 0{,}5 = 0{,}75$). Ze względu na znany fakt z praktyki, że parowe bębny miedziane najczęściej pękają nie wzdłuż szwu, lecz w pełnej blasze, w rzeczywistości spółczynnik pełności szwu przekracza bezwątpienia liczbę 0,75. Oczywiście dokładność i staranność wykonania szwu lutowanego na twardo gra wybitną rolę. Ze względu na możliwość wytwarzania, zwłaszcza w mniej poważnych walcowniach, blach miedzianych wątpliwej wartości, pożądane jest by przy zamówieniach żądano dokonania prób ciągliwości i wytrzymałości oraz przedstawiano wzorcowe cechowane paski z każdego arkusza.

W danym wypadku dozwoloną prężność pary roboczej w rozerwanym bębnie obliczam w następujący sposób: przy ok. 2 *atn* temp. pary = $= 132^0 C$; przyjmując tę samą temp. dla miedzi otrzymany $k_z = 2150\ kg/cm^2$; przy wielokrotności bezpieczeństwa $= 3$ wypada $K = 7{,}15\ kg/mm^2$. Przyjmując wreszcie dla twardego lutowania w narzutkę spółczynnik bezpieczeństwa jako minimum 0,7, otrzymamy dla dozwolonej prężności

$$p = \frac{200 \cdot 7{,}15 \cdot 0{,}7 \cdot 3{,}7}{2040} = 1{,}82\ atn$$

Istotnie dla prężności roboczej 1,5 do 2 *atn* praktyka pierwszorzędnych wytwórni łódzkich bębnów miedzianych stosuje przy średnicy 2 *m* grubość blachy 3,7 *mm* z dobrym wynikiem.

Inż. K. BIZAŃSKI.

TWARDE LUTOWANIE.

II.

Zagadnienie powyższe nie jest oderwanem, gdyż należy do wielkiego działu „aparatów pracujących pod ciśnieniem", w których budowie stosuje się częściowo prawidła przyjęte dla kotłów parowych, a przeważnie nie stosuje się żadnych zasad, prócz t. zw. doświadczeń fabryki, którą dość często bywa mały warsztat naprawczy. Nie potrzeba dowodzić, że zasady budowy kotłów parowych nie zawsze można dostosować do aparatów.

Skąpa literatura o budowie aparatów świadczy o braku naukowych, względnie doświadczalnych, podstaw do stworzenia literatury, a z tego samego powodu ustawodawstwo państw przemysłowych albo pomija tę kwestję, albo tworzy bardzo ogólne przepisy lub zasady, mające służyc jako wskazówki, lecz nie posiadające mocy ustawowej.

T. zw. „twarde lutowanie", stosowane przeważnie w budowie aparatów miedzianych ma bardzo często na celu stworzenie szwu gładkiego, który daje się dokładnie polerować. Szwy nitowane, nawet przy zastosowanniu główek wpuszczonych, nie zawsze odpowiadają powyższemu warunkowi, zwłaszcza, jeśli precyzyjna gładkość zewnętrznej powierzchni ma znaczenie fabrykacyjne. Dalszą zaletą szwu lutowanego jest jego szczelność, a przedewszystkiem taniość i łatwość wykonania.

W związku z wybuchem krochmalarki, opisanym w zeszycie kwietniowym TECHNIKI CIEPLNEJ z rb. otrzymaliśmy szereg wypowiedzeń się w tej sprawie.

Rozbieżność panujących pod względem bezpieczeństwa pracy takich maszyn opinij przemawia za potrzebą ustalenia przez Ministerstwo Przemysłu i Handlu jednolitych przepisów w zakresie stosowania lutów twardych.

W kwestji wytrzymałości połączeń twardo lutowanych panuje wielka rozbieżność zdań, pochodząca, zdaje się, z tego powodu, że uważano ją za małoznaczną wobec innych zagadnień technicznych, zwłaszcza, że połączenia tego rodzaju są używane wyłącznie dla niskich ciśnień i temperatur nie przekraczających 300° C.

Jak djametralnie różne są zdania o wytrzymałości szwu twardo lutowanego, niech posłuży następujące zestawienie:

C. Diegel, dyrektor firmy Juliusz Pintsch S.A. w Berlinie — Fürstenwalde w książce pod tytułem „Das Schweissen und Hartlöten" podaje wyniki prób wykonanych na blachach żelaznych twardo lutowanych na zakładkę, na gazie wodnym, i dochodzi do wniosku, że „wytrzymałość szwu lutowanego w zakładkę jest większa niż pełnej

blachy, a wydłużalność materjału nie ponosi najmniejszego uszczerbku z powodu twardego lutowania"[1]). „Moc szwu lutowanego jest zależna od wytrzymałości użytego lutu i szerokości zakładki" 1, zatem jeśli przyjmiemy wytrzymałość na rozerwanie samego lutu w „miejscu lutowanem równą 14 kg/mm^2", możemy obliczając szerokość zakładki według wzoru

$$b = \frac{s \,.\, k}{14}$$

b = szerokość zakładki w mm.
s = grubość blachy lutowanej w mm.
k = wytrzymałość na rozerwanie blachy lutowanej w kg/mm^2.

otrzymać 100% wytrzymałość miejsca lutowanego i zwiększać ją dowolnie przez stosowanie coraz szerszych zakładek.

Przy próbach rozerwania ciśnieniem wodnem, wykonanych na 8-miu zbiornikach żelaznych, twardo lutowanych na zakładkę, okazało się, że żaden z nich nie pękł na szwie, „pęknięcie nastąpiło zawsze w pełnej blasze, przeważnie obok szwu lutowanego", co jak z treści książki wynika, Diegel uważa za dowód dobroci lutu.

Do wywodów Diegla należy dodać jako wyjaśnienie, że wszelkie próby twardego lutowania były wykonane gazem wodnym, na blachach ze stali zlewnej o wytrzymałości około 40 kg/mm^2 zatem stosunek wytrzymałości lutu do pełnej

$$\text{blachy} = \frac{14}{40} = 0{,}35$$

Inż. Proessel, referent komisji dla opracowania projektu obliczania wytrzymałości cienkościennych cylindrów miedzianych, pracujących w temperaturach do 150° C, zdając sprawozdanie na 44 Zebraniu Delegatów Międzynarodowego Związku Stowarzyszeń Dozoru Kotłów podał wzór dla obliczenia cienkościennych cylindrów miedzianych, twardo lutowanych, dla prężności pary nie przekraczającej 4 *atn* i temperatury do 151° C.

Wzór ten, wynikły z prób przeprowadzonych na cylindrach miedzianych o grubości 1,6 do 3,6 *mm*, w temperaturach od 15 do 300° C., lutowanych twardo w zacios cygańskiej drogi, jaskółczego ogona, lub w zakładkę, ma formę:

$$s = \frac{p.\ D.\ x}{200\left[K - \frac{t-15}{20} \,.\, a\right] . z}$$

s = grubość blachy w mm
D = średnica cylindra w mm
p = prężność pary grzejnej w *atn*
K = wytrzymałość miedzi na rozerwanie w kg/mm^2
x = spółczynnik bezpieczeństwa
t = temperatura pary odpowiadająca prężności
a = zmniejszenie wytrzymałości miedzi na rozerwanie przy wzroście temperatury o 20° C ponad 15° C
z = stosunek wytrzymałości szwu lutowanego do wytrzymałości pełnej blachy

W powyższym wzorze należy przyjmować: $K = 22\ kg/mm^2$, $z = 0{,}8$, $a = 0{,}35\ kg/mm^2$, $x = 3{,}5$

Błędem, zresztą rzadko mającym znaczenie, jest przyjęcie w powyższym wzorze za t — temperatury, odpowiadającej prężności pary, gdyż na obniżenie wytrzymałości miedzi wpływa temperatura rzeczywista.

Ten sam wzór umieścił E. Hausbrand w swej książce p. t. „Hilfsbuch für den Apparatebau" i poleca go używać dla prężności do 5 *atn* i 150° C, co nie jest osiągalne.

W ogłoszonych wyciągach protokółu 44 Zebrania Delegatów Międzynarodowego Związku Stowarzyszeń D. K. niema wzmianki, czy Zebranie zaakceptowało wniosek Komisji i uznało projektowany wzór za właściwy, jednak należy przypuszczać, że Związek Stowarzyszeń D. K. w razie przyjęcia wniosku byłby go przedstawił władzom państwowym do zatwierdzenia, tymczasem w przepisach niemieckich o aparatach parowych znajdujemy bardzo znamienne, a dla szwu twardo lutowanego druzgocące rozstrzygnięcie Ministra Przemysłu i Handlu, które poniżej w dosłownem tłomaczeniu przytaczamy:

„Na zapytanie W. Panów z dnia 22 stycznia 1903 r. donoszę, że wobec wielokrotnych eksplozyj aparatów, pracujących pod ciśnieniem, które wydarzyły się w ostatnich latach, a były spowodowane lutowaniem szwów, należy odradzać stosowania szwów twardo lutowanych w miedzianych aparatach parowych, o ile są natężone na ciągnienie. Wskutek tego niema potrzeby ustalania spółczynnika osłabienia, jaki należy stosować dla tego rodzaju szwów w obliczeniu grubości ścian.

Dla osiągnięcia wymaganej wytrzymałości należy w podobnych wypadkach raczej stosować nitowanie, o ile zachodzi potrzeba, nitowanie łańcuszkowe z dodaniem łubek. Wprawdzie w nitowanych cienkich blachach, trzeba będzie stosować dodatkowe lutowanie, celem osiągnięcia szczelności, jednak w obliczeniu wytrzymałości należy brać pod uwagę jedynie wytrzymałość szwu nitowego".

W objaśnieniach do niemieckich przepisów o aparatach pracujących pod ciśnieniem, podaje H. Jaeger:

„Wprawdzie Związek niemieckich kotlarni miedzi w roku 1910 ponownie prosił Ministerstwo Handlu o dopuszczenie szwów twardo lutowanych, przekuwanych i twierdził, że pod młotkiem można poznać miejsca przegrzane lub takie, w których lut nie chwycił, jednak badania, przeprowadzone na szeregu cylindrów miedzianych na wniosek Związku w urzędzie dla badania ma-

[1]) Słowa podane w cudzysłowie są dosłownie wyjęte, lub podane w dosłownem tłomaczeniu tekstu obcego.

terjałów w Gross—Lichterfelde, wykazały niewłaściwość podanych twierdzeń. W przeszło połowie próbek lutowanie było niecałkowite, chociaż można przypuścić, że próbki były starannie wykonane. Wskutek tego Minister odrzucił podanie Związku rozporządzeniem z dnia 8 stycznia 1913 (Dz. Min., str. 40) i nadal pozostaje miarodajne powyżej przytoczone rozstrzygnięcie".

W przepisach niemieckich o budowie aparatów parowych z roku 1913 znajdujemy na końcu punktu 3-go w rozdziale II-gim wyraźnie zaznaczenie: „Twardo lutowane i przekuwane szwy miedzianych naczyń są niedopuszczalne bez wzmacniających łubek".

Wprawdzie cylindry do suszenia i gładzenia (Trocken — und Schlichtzylinder) nie podlegają ogólnym przepisom niemieckim, jednak Minister dla Handlu i Przemysłu zastrzegł się w rozporządzeniu z dnia 30 kwietnia 1903 roku, że ograniczy ten wyjatek „o ile fabrykanci cylindrów do suszenia i gładzenia nie chcieliby się zdecydować ze względów konkurencyjnych, aby w przyszłości przestrzegać w budowie aparatów ustalone zasady".

Niemieckie wskazówki dla ustawiania i budowy cylindrów do suszenia i gładzenia pozwalają na używanie szwu, wykonanego wyłącznie lutowaniem, zastrzegając należyte wykonanie i następne przekucie, jednak pomijają zupełnie kwestję wytrzymałości takiego szwu, zatem nie naruszają zasad poprzednio przytoczonych. Robiąc ten wyjątek zastrzega się jednocześnie, aby do 120^0 *C* natężenie miedzi zwykłej nie przekraczało 2,93, a przekutej 4,4 kg/mm^2.

Niemniej ujemnie zapatruje się na kwestję twardego lutowania Związek Polskiego Przemysłu Acetylenowego i Tlenowego pisząc do Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie w liście z dnia 29 marca r. b. „Sprawy lutowania szlaglutem bez zazębienia na nakładkę nie poruszamy wogóle, gdyż otrzymana wytrzymałość jest minimalna i uważać należy, że takie połączenie służy wyłącznie, jako uszczelnienie i nie daje żadnych gwarancyj co do wytrzymałości".

Z powyższych zestawień można wyciągnąć jeden wniosek, który zdaje się nie ulegać wątpliwości, że w oświetleniu wytwórców aparatów, powodujących się za daleko posuniętemi względami konkurencyjnemi t. j. chęcią oszczędzenia drogiego materjału, jakim jest miedź, przypisano twardemu lutowaniu taką wytrzymałość, (0,8 *K* miedzi) jakiej nie dopuszczamy w najlepiej wykonanych spawaniach blach kotłowych na gazie wodnym, natomiast bezstronne badania instytucyj, wolnych od suggestji handlowo-konkurencyjnej i mających na celu jedynie bezpieczeństwo personelu obsługującego wykazały, że twardemu lutowaniu nie można zupełnie ufać, a jego wytrzymałości nie należy zupełnie uwzględniać w obliczeniach.

W budowie kotłów parowych uznajemy poważnie jedynie spaw na gazie wodnym, a spawanie łukiem elektrycznym z trudnością toruje sobie drogę do napraw, to też tem więcej należy się dziwić nadzwyczajnej tolerancji i uznaniu jakiem się cieszy lutowanie twarde, w niektórych sferach w zastosowaniu do aparatów parowych, które wprawdzie nie są kotłami, ale niemniej zasługują na poważne traktowanie.

Aby lepiej zobrazować do jakiego chaosu może doprowadzić brak ustawowego uregulowania podstaw budowy aparatów parowych podaję poniżej obliczenie miedzianego bębna krochmalarki według rozmaitych zapatrywań, przyczem uwzględniając koncesję, jaką niemieckie przepisy robią dla takich aparatów, przyjmuję, w obliczeniu z wzoru niemieckich przepisów, spółczynnik mocy szwu twardo lutowanego = 0,3, a więc raczej za wysoko.

Wspomniany bęben krochmalarki, którego opis wybuchu znajduje się w tegoroczuym zeszycie 4-ym *Techniki Cieplnej* wystarcza dla ciśnienia roboczego obliczonego według:

I. Niemieckich wskazówek dla budowy aparatów do suszenia i gładzenia.

$$p = \frac{200 \, . \, k \, . \, z \, [s - 0 \, . \, 2 \, (6 - s)]}{D} = 0{,}28 \; atn$$

k = 2,93 kg/mm^2 dop. natężenie
z = 0,3 spółczynnik osłabienia w szwie
s = 3,7 *mm* grubość blachy
D = 2040 *mm* średnica bębna

II. Niemieckich przepisów dla aparatów parowych.

$$p = \frac{200 \, . \, K \, . \, z \, [s - 0 \, . \, 2 \, (6 - s)]}{D \, . \, x} = 0{,}46 \; atn$$

K = 22 kg/mm^2 wytrzymałość miedzi na rozerwanie do temperatury nie przewyższającej 120° C.
x = 4,5 spółczynnik bezpieczeństwa

III. Inż. Proessel'a

$$p = \frac{200 \left[K - \frac{t - 15}{20} a\right] z \, . \, s}{D \, . \, x} = 1{,}66 \; atn$$

IV. Dyr. Inż. B. Michelisa.

$$p = \frac{200 \, . \, K \, . \, z \, . \, s}{D \, . \, x} = 1.82 \; atn$$

K = 22 kg/mm^2, przy temperaturze do 120^0 C, zatem przy temp. odpow. 2 *atn*. K = 21,5 kg/mm^2
x = 3
z = 0,7 jako minimnm.

V. Inż. Bendarzewskiego.

$$p = \frac{200 \cdot k \cdot z \cdot s}{D} = 2{,}16 \; atn.$$

$k = 8{,}5$ kg/mm^2, pozatem $K = 22$ kg/mm^2 widocznie niezależnie od temperatury, gdyż przy $t =$ około 162^0 C (odp. 5,6 *atn*) także 22 kg/mm^2

$z = 0{,}7$ jako maximum,

Zestawiając powyższe wyniki i przyjmując rezultat obliczenia pod I = 1, otrzymujemy wzrost dopuszczalnego ciśnienia roboczego w procentach

w/g wzoru pod	I.	II.	III.	IV.	V.
	—	64	593	650	772%

Jeśli wbrew słuszności odrzucimy wynik dwóch pierwszych wzorów, a porównamy tylko rezultaty trzech ostatnich, III do V, wyraźnych adherentów twardego lutowania, to i w tym wypadku znajdujemy różnice wynoszące 30%—cyfrę niedopuszczalną w oznaczeniu ciśnienia roboczego.

Konkretyzując poprzednie wywody trzeba stwierdzić, że na podstawie dotychczasowych materjałów badawczych, z których jedynie zebrane w Gr.—Lichterfelde posiadają markę bezstronności, można przyjmować spółczynnik mocy dla twardego lutowania w granicach od 0 do 0,3 jako maximum, zaś wyższe cyfry, a zwłaszcza dochodzące do 0,8 stanowczo i bezapelacyjnie odrzucić, dopokąd badania przeprowadzone przez bezstronne laboratorja metalograficzne nie dadzą rzeczowych podstaw dla obliczenia.

Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie, pragnąc stworzyć podstawy dla Komisji, której zadaniem będzie opracowanie przepisów o budowie aparatów, pracujących pod ciśnieniem, poczyniło kroki, zmierzające do wyświetlenia sprawy wytrzymałości twardego lutowania drogą naukowego zbadania tej sprawy, gdyż obserwacja istniejących aparatów wykazuje całe szeregi eksplozyj.

Ś. P. STANISŁAWA WĄTRÓBSKA.

(Wspomnienie pośmiertne)

W dniu 28 kwietnia r. b. rozstała się z tym światem zasłużona urzędniczka Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie, starsza — korespondenka, ś. † p. Stanisława z Malanowiczów I-voto Tyszecka, II-voto Wątróbska.

Urodzona w 1883 roku w Radomiu, jako córka prof. gimnazjum tamtejszego, od dziecka zamiłowanie miała do wiedzy i nauki. W 1901 r. wyszła zamąż za — dyrektora oddziału Ostrowieckich Zakładów w Ostrowcu, p. inż. Tyszeckiego, po którego śmierci zmuszona była wziąć się do pracy, by utrzymać siebie i matkę swoją, gdyż była również wzorowej dobroci córką. Zmianę sytuacji społecznej przyjęła ś. † p. Wątróbska z godnością, pracując usilnie i z zapałem, co było dość trudne, gdyż do pracy zarobkowej nie była wdrożona. W 1919 r. wyszła powtórnie zamąż za p. Al. Wątróbskiego, pracując jednak nadal w Stowarzyszeniu,

ś. † p. St. Wątróbska pracowała w Stowarzyszeniu od 1. III. 1913 r. do ostatniej chwili, wykazując nadzwyczajną pracowitość i energję. Odeszła w pełni sił życiowych, pozostawiając po sobie głęboki żal wszystkich którzy Ją znali jako człowieka, odznaczającego się prawym charakterem, dobrocią i pogodą ducha; odeszła pozostawiając po sobie pamięć zacnego pracownika i dobrej koleżanki. Cześć Jej pamięci!

KURSY DLA PALACZY

1. WYKŁADY Z GOSPODARKI PAROWEJ NA KURSACH MLECZARSKICH W LISKOWIE OD 9.I DO 18.I.1928 R.

Na życzenie Centralnego Towarzystwa Rolniczego' Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie zorganizowało przy Kursach Mleczarskich w Liskowie wykłady z gospodarki parowej.

Celem wykładów było dokładne obznajmienie słuchaczów z ustrojem i obsługą kotłów i maszyn parowych używanych w mleczarstwie, jak również z celowem wyzyskaniem pozostającej do dyspozycji pary. Wykłady uzupełniono zajęciami praktycznemi przy kotłach i maszynach parowych.

Dnia 19.I r. b. przystąpiono do egzaminów, które odbyły się w kotłowni Spółdzielni Mleczarskiej w Liskowie, z liczby 54 słuchaczów (pomiędzy którymi było 6 słuchaczów szkoły rzemieślniczej przy sierocińcu im. św. Wacława w Liskowie) zakwalifikowano 3-ch do powtórnego egzaminu, pozostali zdali egzaminy:

a) z wynikiem bardzo dobrym:

1) Szych Antoni, 2) Janik Franciszek.

b) z wynikiem dobrym:

1) Buła Marjan, 2) Chomski Bolesław, 3) Daszuta Ryszard, 4) Gaik Adam, 5) Gens Zenon, 6) Górski Stefan, 7) Murawa Bolesław, 8) Nor Aleksander, 9) Nowak Stanisław, 10) Olszak Michał, 11) Paszkowski Kazimierz, 12) Plachimowicz Paweł, 13) Ptaszyński Franciszek, 14) Pietrzak Józef, 15) Powiłański Antoni, 16) Sokólski Mieczysław, 17) Uciński Feliks, 18) Wesołowski Leon, 19) Kępa Józef.

c) z wynikiem dostatecznym:

1) Bednarkiewicz Józef, 2) Blekicki Zygmunt, 3) Bartel Aleksander, 4) Brodowicz Jan. 5) Budsławski Józef, 6) Ciuryś Jan, 7) Doraczyński Kazimierz, 8) Fomin Ilja, 9) Gielejsza Jan, 10) Gniewosz Roman, 11) Gawdziński Adolf, 12) Kanczarek Władysław, 13) Kotkowicz Leonard,

14) Kowalczyk Jan, 15) Kępka Władysław, 16) Lebiecki Wacław, 17) Meksuła Roman, 18) Nowak Piotr, 19) Pułkosznik Józef, 20) Pietraszko Piotr, 21) Rapacki Stefan, 22) Rybus Franciszek, 23) Snieżko Edward, 24) Swięcicki Tadeusz, 25) Szydło Franciszek, 26) Wielopolski Bronisław, 27) Kupsz Bolesław, 28) Szmajdziński Józef, 29) Najder Józef, 30) Kosiński Zygmunt.

2. KURSY W WARSZAWIE.

Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie zorganizowało wykłady dla palaczów w Warszawie, które odbywały się przy udziale 142 słuchaczów w Państwowej Szkole Lotniczej w Warszawie, ul. Hoża 88.

Wykłady rozpoczęte w dn. *23 stycznia, trwały do 4 lutego* 1928 r. włącznie i zostały uzupełnione zajęciami praktycznemi w kotłowni i zapoznaniem słuchaczów z różnemi ustrojami kotłów. Zajęcia praktyczne odbywały się w kotłowniach na stacji Filtrów i w Elektrowni Miejskiej w Warszawie.

Do egzaminów, które odbywały się w dn. 6, 7 i 8 lutego r. b. stawiło się 138 słuchaczów (4-ch nie stawiło się z niewiadomych przyczyn); z tej liczby 19 zakwalifikowano do powtórnego egzaminu, pozostali zdali egzaminy:

a) z wynikiem bardzo dobrym:

1) Cendrowski Gustaw, 2) Kalinowski Ignacy, 3) Kędzierski Adolf, 4) Kęsicki Michał, 5) Miąsko Władysław, 6) Morosz Paweł, 7) Nawrocki Elizeusz, 8) Padzik Franciszek, 9) Piechowski Edmund, 19) Tyburcy Jan, 11) Woźniak Stefan, 12) Wójtal Karol.

b) z wynikiem dobrym:

1) Bielecki Stanisław, 2) Biały Antoni, 3) Bielecki Zygmunt, 4) Biernat Józef, 5) Burkacki Lucjan, 6) Chudzik Ignacy, 7) Czajkowski Kazimierz, 8) Frej Wincenty, 9) Frelak Stanisław, 10) Gietka Kazimierz, 11) Gołąb Jan, 12) Grajnert Stanisław, 13) Gronczewski Walenty, 14) Grudzień Bolesław, 15) Grzegorski Piotr, 16) Kaczanowski Michał, 17) Kaczorowski Stefan, 18) Kalwasiński Stanisław, 19) Korytek Walenty, 20) Kowalewski Jan, 21) Koziczkowski Wojciech, 52) Lewandowski Edward, 23) Łopatek Stanisław, 24) Małaczewski Damazy, 25) Miedziejewski Tadeusz, 26) Miszewski Władysław, 27) Miszkiewicz Leonard, 28) Paradowski Józef, 29) Patrycy Feliks, 30) Ponder Lucjan, 31) Rejzerowicz Władysław, 32) Rosiak Stanisław, 33) Rzeźnik Antoni, 34) Siwanowicz Leon, 35) Skonieczny Mateusz, 36) Sott Stanisław, 37) Swięcicki Józef, 38) Szulc Edward, 39) Trzciński Edward, 40) Tyczyński Józef, 41) Urban Antoni, 42) Waniukiewicz Dawid, 43) Wasiak Paweł, 44) Wędlak Józef, 45) Woźniak Jan, 46) Wtorkowski Franciszek, 47) Ziółek Adam, 48) Liljental Fryderyk.

c) z wynikiem dostatecznym:

1) Andruszkiewicz Stefan, 2) Andrzejak Piotr, 3) Antczak Michał, 4) Barcz Feliks, 5) Bernat Franciszek, 6) Bieniek Józef, 7) Bieńkowski Feliks, 8) Bylinka Mikołaj, 9) Chrobak Feliks, 10) Dziewulski Teofil, 11) Foremny Jozef, 12) Gembicki Jan, 13) Góra Marcin, 14) Gwiazda Wojciech, 15) Horobec Antoni, 16) Jakubowski Jan, 17) Jędrzejewski Juljan, 18) Izraelski Mikołaj, 19) Kotowski Ksawery, 20) Kozłowski Piotr, 21) Książek Wojciech, 22) Kubicki Franciszek, 23) Łobodowski Stanisław, 24) Majchrzak Antoni, 25) Małachowski Stanisław, 26) Miszewski Tomasz, 27) Mizerski Jan, 28) Moraczewski Józef, 29) Morawski Lucjan, 30) Młodziejewski Bolesław, 31) Nawara Wacław, 32) Nowakowski Kazimierz, 33) Pasiewicz Leon, 34) Piasecki Adam, 35) Prostański Wojciech, 36) Pyrka Stanisław, 37) Radzik Antoni, 38) Sałański Wacław, 39) Sitek Aleksander, 40) Skwarek Franciszek, 41) Śledź Kazimierz, 42) Śliwiński Stanisław, 43) Słoński Juljan, 44) Sochaczewski Stanisław, 45) Staniszewski Bronisław, 46) Stępniak Franciszek, 47) Szczepański Jan, 48) Szczepański Kazimierz, 49) Symkowski Bolesław, 50) Szkop Józef, 51) Trzaska Antoni, 52) Twardzik Stanisław, 53) Wasilewski Stanisław, 54) Wilczynski Jerzy, 55) Wiśniewski Stanisław, 56) Wojciechowski Tomasz, 57) Woźniak Władysław, 58) Wróbel Michał, 59) Tcliński Wojciech.

3. KURSY W CZĘSTOCHOWIE.

Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie zorganizowało na życzenie zarządów zakładów przemysłowych w Częstochowie wykłady dla palaczów kotłowych, które odbywały się w izbie zbornej zakładów przemysłowych „Union Textile" w Częstochowie, ul. Narutowicza 96.

Wykłady rozpoczęte w dn. *13 lutego 1928* r. *trwały do dn. 25.II r. b.* włącznie, poczem w dn. 26 i 27 lutego r. b. przystąpiono do egzaminów, które odbyły się w kotłowniach zakładów przemysłowych „Union Textile" i „La Częstochovienne".

Ze względu na liczbę i na różny czas pracy palaczów urządzono dwa równoległe kursy: pierwszy od godziny 9 do 11 rano z udziałem 96 słuchaczów i drugi od godziny 4 do 6 po południu z udziałem 76 słuchaczów.

Wykłady uzupełniono zajęciami praktycznemi w kotłowni i zapoznaniem słuchaczów z różnemi ustrojami kotłów.

Do egzaminów stawiło się 167 słuchaczów (5 nie stawiło się z przyczyn niewiadomych), z liczby których zakwalifikowano 11 do powtórnego egzaminu, pozostali zdali egzaminy:

a) z wynikiem bardzo dobrym:

1) Kobędza Ignacy, 2) Kremski Zajnwel, 3) Szczygłowski Władysław, 4) Sztajner Piotr, 5) Zawierucha Józef, 6) Kotlicki Józef, 7) Kurasiński Stanisław, 8) Piech Antoni.

b) z wynikiem dobrym:

1) Brzozowski Konstanty, 2) Cios Piotr, 3) Gęsikowski Jan, 3) Jarkiewicz Bolesław, 5) Kamysz Jan, 6) Kubicki Michał, 7) Lis Antoni, 8) Lisowski Władysław, 9) Markowski Jacek, 10) Mazur Józef, 11) Migoń Kazimierz, 12) Petryka Jak, 13) Pietras Jan, 14) Piorun Piotr, 15) Przybylski Józef, 16) Ptak Władysław, 17) Raszewski Roman, 18) Skotarski Jan, 19 Socha Walenty, 20) Szlężak Antoni, 21) Tkacz Jan, 22) Wiśniewski Jan, 23) Balas Józef, 25) Bratek Aleksander, 25) Cesarz Feliks, 26) Gondro Roch, 27) Jung Fabjan, 28) Kamiński Konstanty, 29) Karczmarczyk Jakób, 30) Kachciński Zdzisław, 31) Leszczyna Szymon, 32) Mazurkiewicz Franciszek, 33) Mołda Maciej, 34) Pasek Stanisław, 85) Polesiak Paweł, 36) Szczepaniak Józef, 37) Szczęśniak Franciszek, 38) Szlężak Józef, 39) Tarnowski Jan, 40) Wolski Ludwik, 41) Szyja Piotr.

c) z wynikiem dostatecznym:

1) Antas Wiktor, 2) Bandura Wojciech, 3) Bajdor Antoni 4) Bartnik Jan, 5) Biskup Stanisław, 6) Broncel Marcin 7) Czaja Adam, 8) Cierniak Franciszek, 9) Drożdż Roman 10) Dudek Wawrzyniec, 11) Dzwirek Ludwik, 12) Furmański Władysław, 13) Gembka Piotr, 14) Głowacki Franciszek, 15) Gradoń Paweł, 16) Herezniak Paweł, 17) Jakubowski Józef, 18) Kik Kazimierz, 19) Kołodziej Józef, 20 Kosowski Franciszek, 21) Kora Karol, 22) Kudrzyn Stanisław, 23) Legodziński Franciszek, 24) Magiera Ludwik 25) Majchrzak Józef, 26) Michalik Stanisław, 27) Michalik Wawrzyniec, 28) Miękina Piotr, 29) Morawski Antoni, 30) Mszyca Józef, 31) Nowak Józef, 32) Ociepa Józef, 33) Ociepa Franciszek, 34) Olszewski Walenty, 35) Pala Marjan, 36) Pałęga Piotr, 37) Pełka Antoni, 38) Pierzchała Ludwik, 39) Pietruszewski Jan, 40) Pożarlik Józef, 41) Psykała Ludwik, 42) Rak Mikołaj, 43) Równy Władysław, 44) Sikorski Józef, 45) Soboń Ludwik, 46) Sojda Adam, 47) Spychała Stanisław, 48) Stolarczyk Aleksander, 49) Swierczek Bronisław, 50) Szyja Józef, 51) Tomala Józef, 52) Tomala Sylwester, 53) Warchoł Franciszek, 54) Wieczorek Jakób, 55) Więckowski Franciszek, 56) Wochnik Władysław, 57) Wróblewski Walenty, 58) Kula Franciszek, 59) Czarnota Stanisław, 60) Adamczyk Marcin, 61) Badora Piotr, 62) Bartelak Jan, 63) Bulik Jan, 64) Buchs Marcin, 65) Cegieła Józef, 66) Coner Jan, 67) Czerwik Leonard, 68) Gorczynski Franciszek, 69) Grzywnowicz Józef, 70) Hajzyk Jan, 71) Jambor Jan, 72) Janik Józef, 73) Jaworski Antoni, 74) Kamiński Ignacy, 75) Kołodziej Stanisław, 76) Kowalski Karol, 77) Kożuch Franciszek, 78) Kuciak Feliks, 79) Kucharski Bolesław, 80) Kulesza Józef, 81) Kurzacz Jan, 82) Kwietniewski Franciszek, 83) Landsbergier Aron

84) Legodziński Stanisław, 85) Małasiewicz Wojciech, 86) Morga Jan, 87) Nowak Jan, 88) Nowak Stanisław, 89) Okwiet Ludwik, 90) Pala Władysław, 91) Pawelec Franciazek, 22) Pelc Wiktor, 93) Petryka Franciszek, 94) Radecki Cdam, 95) Reszke Adam, 96) Sasin Franciszek, 97) Skawski Jan, 98) Sobolak Walenty, 99) Strzelec Michał, 100) Suliński Stanisław, 101) Swięcik Jan, 102) Szlężański Stanisław, 103) Urbaniak Aleksander, 104) Walasek Walenty, 105) Zaręba Ignacy, 106) Marczak Antoni, 107) Bednarek Leon.

EKSPLOZJA APARATU DO WYTWARZANIA TLENU.

W fabryce „Gaz“ w Trzebini eksplodował 22 kwietnia b. r. aparat do wytwarzania tlenu, powodując śmierć jednego robotnika. Badania przyczyny wybuchu są w toku, a wynik ogłosimy w najbliższej przyszłości, narazie tylko stwierdzamy, że brak przepisów ustawowych dla aparatów pracujących pod ciśnieniem, powoduje ciągłe eksplozje i pociąga coraz więcej ofiar w ludziach.